

5. Ergebnisse an der Versuchspumpe

Zur Untersuchung der Kavitationserscheinung und deren Auswirkung auf das Betriebsverhalten einer Radialpumpe fanden Messungen an der bereits in Kap. 2.2 beschriebenen Versuchspumpe statt. Die Versuchspumpe kann in unterschiedlichen Konfigurationen betrieben werden. Die Gehäuseform lässt sich zwischen Kreisringquerschnitt und Spiralquerschnitt variieren. Bei beiden Gehäusevarianten bestehen die Strömungsführenden Bauteile aus PMMA, so dass kein Einfluss von Rauheitsunterschieden der mit Fluid benetzten Oberflächen eintritt.

Die Messtechnik lässt, wie in Kap. 3 beschrieben, die Messung der Pumpenkennlinien und Abreißkurven sowie optische Untersuchungen zu. Ergänzt wird die Messtechnik, wie in Kap. 2.2.2 beschrieben, durch eine traversierbare Zylindersonde zur Messung der Druckverhältnisse und Winkel auf einem Durchmesser von 500mm, d.h. im radialen Abstand von 120mm vom Laufradaustritt. Diese Position der Sonde musste aus Gründen der Zugänglichkeit gewählt werden.

Das Kavitationsverhalten des Laufrades weicht vom „klassischen“ Verhalten etwas ab, insofern sich auch bei Teillast auf der Schaufelsaugseite nur geringe Einzelblasenkavitation zeigt. Der Effekt wird auf die Auslegung des Laufrades zurückgeführt, d.h. der Schaufeleintrittswinkel ist entsprechend flacher ausgelegt. Weiterhin tritt bei den entsprechenden Betriebspunkten Spaltkavitation auf, welche in den Schaufelkanal eingetragen wird und die Saugseitenkavitation sichtbar beeinflusst. Um den Einfluss der Spaltweite auf das Kavitationsverhalten zu untersuchen, wurde eine Spaltweitenvariation durchgeführt. Hierzu wurden durch Variation des gehäuseseitigen Spaltrings die beiden radialen Spaltweiten 0,50mm und 0,25mm realisiert. Die Druckseite der Laufradschaufel ist im Saugmundbereich nicht einsehbar. Erst im radialen Bereich des Laufrades ist durch die transparente Deckscheibe der Schaufelkanal sichtbar.

Für beide Spaltweiten fand eine Variation des Betriebspunktes statt.

Versuchsparameter:

- Drehzahl: $n=2000 \text{ 1/min}$
- Nennvolumenstrom: $\dot{V}_{\text{nenn}}=143 \text{ m}^3/\text{h}$
- Betriebspunkte: $q=0,8; 0,9; 1,0; 1,1; 1,2$

Der Luftgehalt wurde bei den Versuchen so gewählt, dass bei Kavitationsbeginn Sättigung vorlag.

Die Versuchsergebnisse werden für die jeweiligen Gehäusegeometrien (Kreisringgehäuse / Spiralgehäuse) getrennt dargestellt. Die Berechnung der Drosselkurven bzw. Wirkungsgrade entspricht nicht der Vorgehensweise nach DIN, da die Ermittlung der relevanten Messgrößen an den vorgeschriebenen Messstellen aus konstruktiven Gründen nicht möglich war. Hierdurch ist ein Vergleich der Kennlinien von Kreisringgehäuse zu Spiralgehäuse nur bedingt möglich. Ein Vergleich der Kavitationserscheinung ist dennoch möglich und stellt die grundlegende Motivation der Untersuchung dar. Die Messung der statischen Drücke am Kreisringgehäuse erfolgte auf einem Durchmesser von 500mm. Beim Spiralgehäuse wurde der statische Druck im Druckstutzen gemessen. Der Volumenstrom wurde mit Hilfe des Magnetisch-Induktiven-Durchflussmessgerätes für beide Konfigurationen gleichermaßen erfasst.

5.1. Kreisringgehäuse

Für die Pumpe fanden zunächst Untersuchungen zum Betriebsverhalten bei kavitationsfreiem Zustand statt. Um einen Eindruck über das Betriebsverhalten zu gewinnen wurden die Pumpenkennlinie (Drosselkurve) sowie der Wirkungsgradverlauf bestimmt. Die Messung erfolgte für beide Spaltvariationen. Abbildung 5.1 zeigt die beiden Pumpenkennlinien. Der Einfluss des Dichtspaltes ist deutlich zu erkennen. Die Differenz ergibt sich durch den geänderten Laufradvolumenstrom bei konstantem Anlagenvolumenstrom.

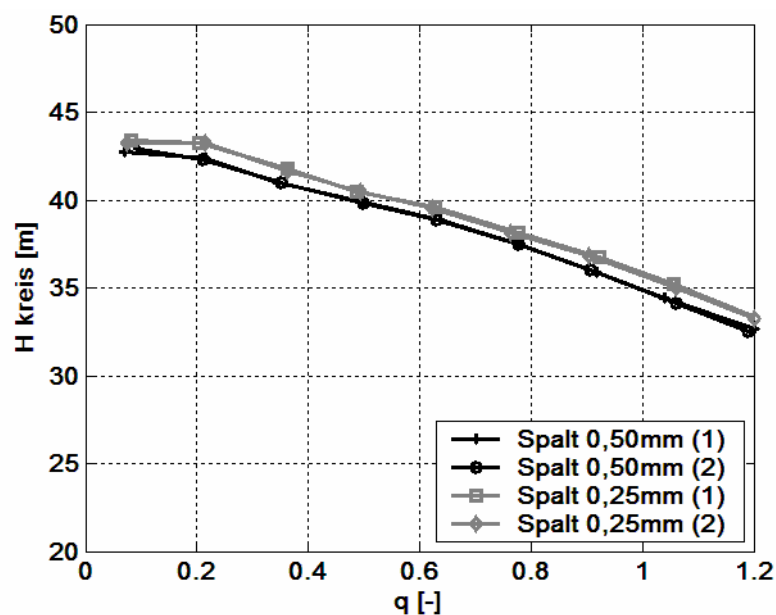


Abbildung 5.1 Pumpenkennlinie mit Kreisringgehäuse bei Spaltvariation

Die Änderung der Spaltweite und damit des Spaltvolumenstromes zeigt sich auch im Wirkungsgrad. In Abbildung 5.2 wird der Unterschied deutlich.

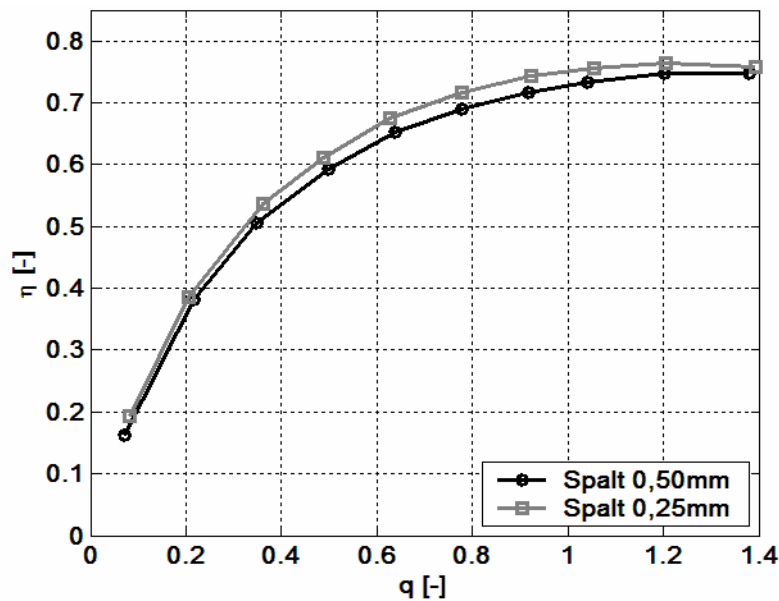


Abbildung 5.2 Wirkungsgrad mit Kreisringgehäuse bei Spaltvariation

Der Einfluss, wie in Abbildung 5.1 und Abbildung 5.2 zu sehen, zeigt jedoch keine Auswirkungen auf den Förderhöhenabriss, trotz der bei Spaltweite 0,50mm deutlich stärkeren Spaltkavitation.

5.1.1. Abreißkurven und visuelle Erscheinung

Zur Beurteilung des Kavitationsverhaltens dienen die Abreißkurven, d.h., das Förderhöhenverhalten bei kontinuierlicher NPSH-Reduktion und die visuelle Beurteilung der Kavitationserscheinung im Saugmund und radialen Bereich des Laufrads, da nur diese Bereiche einsehbar sind.

Die Darstellung der Förderhöhe in den Diagrammen erfolgt dimensionslos, indem die Werte auf die Förderhöhe bei kavitationsfreiem Zustand zum Betriebspunkt $q=1,0$, bei Spaltweite 0,25mm bezogen sind. Diese Darstellung erscheint übersichtlicher und aussagefähiger, die absoluten Größen sind nicht von Bedeutung. Die Förderhöhe H_{Kreis} für das Kreisringgehäuse und H_{Spiral} für das Spiralgehäuse, ergibt sich bei den nachfolgenden Darstellungen aus den folgenden Gleichungen:

$$H_{Kreis} = \frac{p_{A_{Kreis}} - p_E}{\rho \cdot g} + \frac{c_A^2 - c_E^2}{2 \cdot g} \quad \text{Gl. 5.1}$$

$$H_{Spiral} = \frac{p_{A_{Spiral}} - p_E}{\rho \cdot g} + \frac{c_A^2 - c_E^2}{2 \cdot g} \quad \text{Gl. 5.2}$$

Die Bestimmung der Eintritts- und Austrittsgeschwindigkeit erfolgte aus der Kenntnis des Volumenstroms und der Kenntnis des Strömungsquerschnitts an den Messstellen. Der statische Druck wurde an den Querschnitten (Kreisringgehäuse $\varnothing=500\text{mm}$, Spirale im Druckstutzen) gemessen. Das Wirkungsgradmaximum ist beim Kreisringgehäuse in Richtung Überlast verschoben. Grund hierfür ist die Messung des statischen Druckes wie beschrieben und die Bestimmung der Förderhöhe. Ebenso ist die Geometrie des Kreisringgehäuses selbst dafür verantwortlich.

Für die Untersuchungen erfolgte für jeden Betriebspunkt die Messung von zwei Abreißkurven bei einer Spaltweite von 0,25mm und 0,50mm. Für den Betriebspunkt $q=1,2$ mit Spaltweite 0,25mm wurde nur eine Abreißkurve gemessen. Die Abreißkurven erwiesen sich als sehr gut reproduzierbar.

Die in Abbildung 5.3 dargestellten Abreißkurven bei Spaltweite 0,25mm zeigen eine sehr gleichmäßige Verteilung, d.h., die mit zunehmendem Volumenstrom stärker werdende Spaltkavitation zeigt keinen Einfluss. Bei Überlast ist ein eher schleichender Förderhöhenabfall feststellbar.

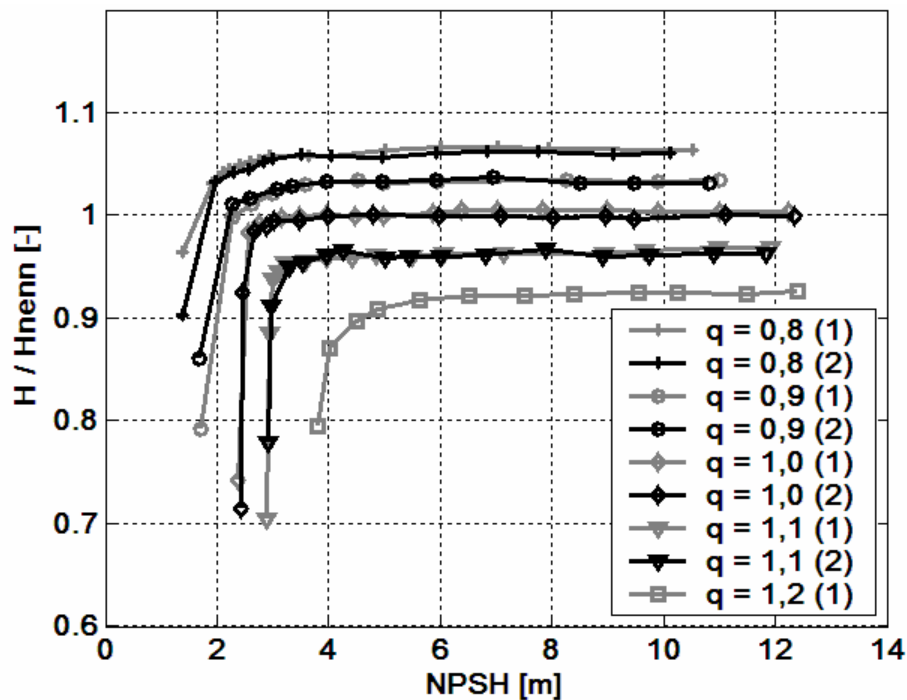


Abbildung 5.3 Abreißkurven mit Kreisringgehäuse, Spalt 0,25mm

Bei den Messungen mit 0,50mm Spaltweite (Abbildung 5.4) sind die Abstände der dimensionslosen Förderhöhe von Betriebspunkt zu Betriebspunkt nicht mehr äquidistant. Der Grund kann in der starken Spaltkavitation liegen, die in den Laufradsaugmund eingetragen wird.

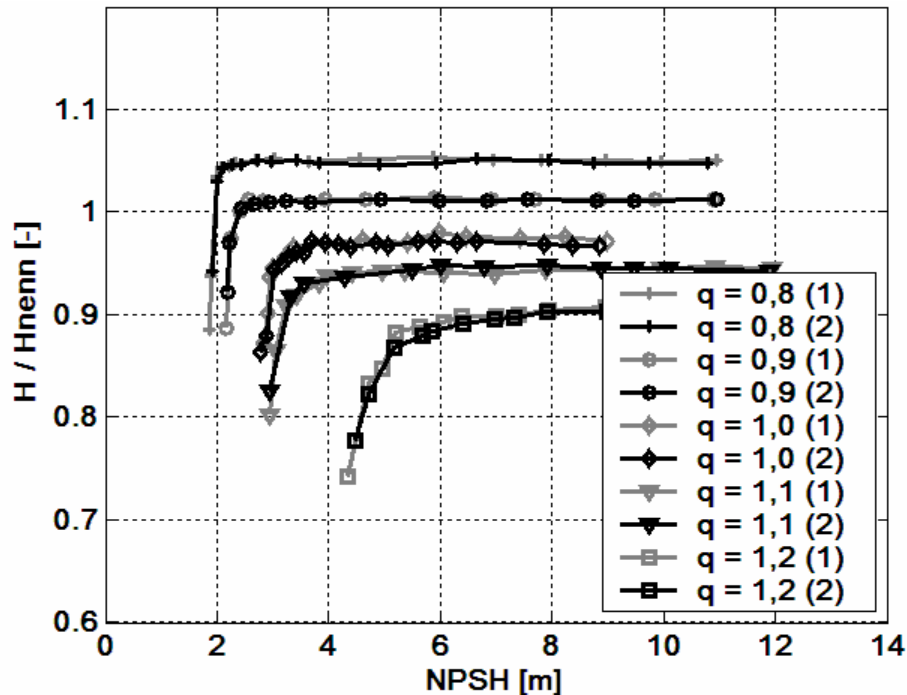
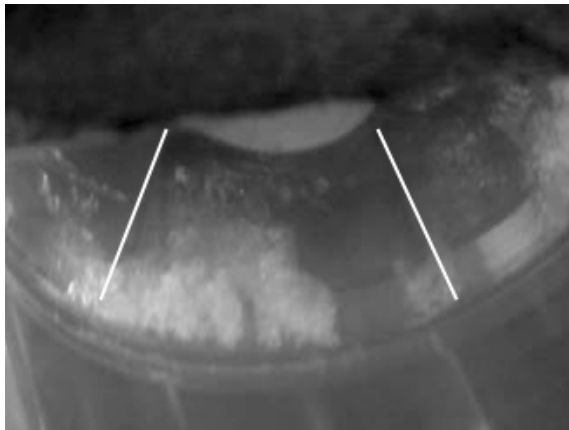


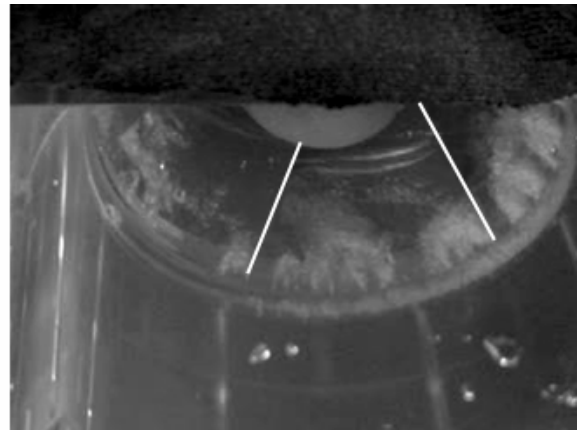
Abbildung 5.4 Abreißkurven mit Kreisringgehäuse, Spalt 0,50mm

Das Niveau der Abreißkurven liegt bei Spaltweite 0,50mm im Vergleich zur Spaltweite 0,25mm deutlich niedriger. D.h. der Einfluss der größeren Spaltweite macht sich durch erhöhten Laufradvolumenstrom bei konstantem Anlagenvolumenstrom bemerkbar.

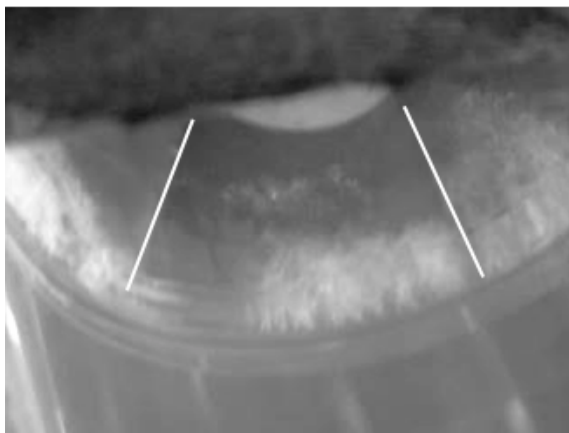
Die Messungen in Verbindung mit den visuellen Untersuchungen ergaben bei allen Betriebspunkten q die gleichen Erscheinungen. Lediglich die Kavitation auf der Schaufelsaugseite im Saugmund variierte. Hier zeigte sich bei Teillast die erwartete Saugseitenkavitation, jedoch nicht als anhaftende, wolkengenerierende Kavitation, sondern als Einzelblasenkavitation. Bei der Spaltweite 0,25mm war die Einzelblasenkavitation stärker ausgeprägt als bei der Spaltweite 0,50mm. Eine Erklärung hierfür ist die bei größerem Spalt stärkere Spaltkavitation, die in den Schaufelkanal eingetragen das Kavitationsverhalten beeinflusst.



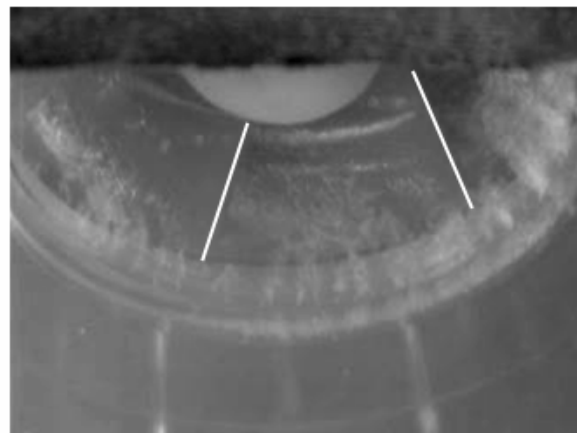
Kreisringgehäuse, NPSH=ca. 2,0m;
Spalt 0,50mm; $q=0,8$



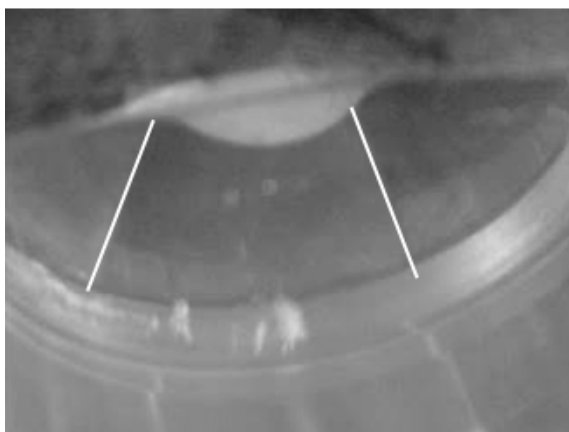
Kreisringgehäuse, NPSH=ca. 1,5m;
Spalt 0,25mm; $q=0,8$



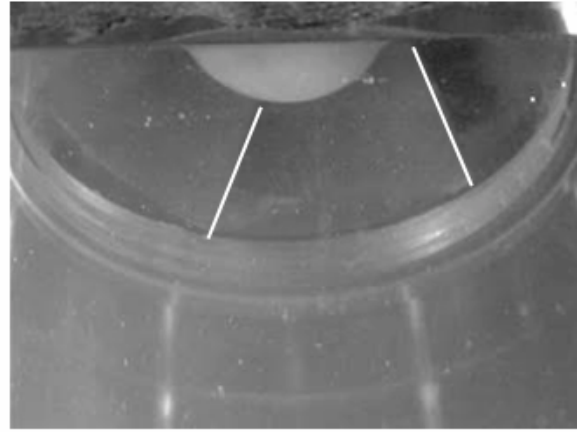
Kreisringgehäuse, NPSH=ca. 3,0m;
Spalt 0,50mm; $q=1,0$



Kreisringgehäuse, NPSH=ca. 2,5m;
Spalt 0,25mm; $q=1,0$



Kreisringgehäuse, NPSH=ca. 4,5m;
Spalt 0,50mm; $q=1,2$



Kreisringgehäuse, NPSH=ca. 3,9m;
Spalt 0,25mm; $q=1,2$

Abbildung 5.5 Kavitationszustände im Saugmund bei Spaltvariation; Kreisringgehäuse bei Förderhöhenabriss

In der Abbildung 5.5 sind die Kavitationszustände im Saugmund für die einzelnen Betriebspunkte $q=0,8$, $q=1,0$ und $q=1,2$ in Form von Photographien dargestellt. Die Schaufelvorderkan-

ten wurden mit weißen Balken hervorgehoben, Drehrichtung ist in dieser Ansicht linksdrehend. Die beiden Betriebspunkte $q=0,9$ und $q=1,1$ zeigen lediglich Zwischenstufen der dargestellten Zustände und wurden deshalb nicht aufgeführt.

Es ist zu erkennen, dass die Spaltkavitation bei kleinerem Spalt deutlich weniger in Erscheinung tritt. Die Spaltkavitation tritt in Form von umlaufenden „Fahnen“ auf. Diese rotieren mit einer kleineren Frequenz als die Drehfrequenz des Laufrades.

Die Kavitation im Saugmund hat keinen feststellbaren Einfluss auf den Förderhöhenabfall. Der Förderhöhenabriss zeigt sich immer in Verbindung mit stark ausgeprägter Kavitation im radialen Bereich des Laufrades (siehe Abbildung 5.6 bzw. Abbildung 5.12). Die Kavitation stellt sich im radialen Bereich des Schaufelkanals auf der Druckseite der Schaufel ein, wächst an und löst schließlich zur Schaufelsaugseite hin ab um sich an dieser anzulegen. Hierbei bricht die Förderhöhe zusammen. Der optische Zugang zum Laufrad ist im Saugmundbereich und im radialen Bereich gegeben. Der dazwischen liegende Teil des Laufrades kann nicht eingesehen werden, so dass der Beginn bzw. der Ort der beginnenden Kavitation nicht exakt detektiert werden kann.

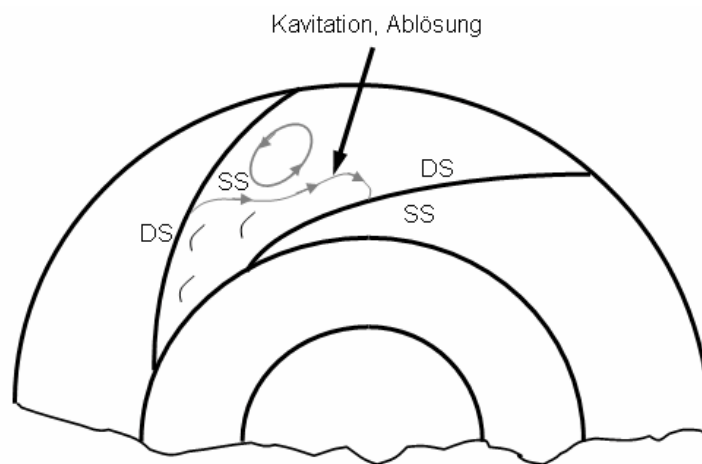


Abbildung 5.6 Kavitation im Laufrad (radialer Bereich) bei Förderhöhenabriss, schematische Darstellung

Das Erscheinungsbild der Kavitation im radialen Bereich des Laufrades bei Förderhöhenabriss ist vom Betriebspunkt unabhängig. Friedrichs [2003] hat in seinen Untersuchungen ähnliche Erscheinungen festgestellt. Bei seinen Messungen zeigt vor allem der Teillastbetriebspunkt $q=0,8$ eine Beeinflussung der Druckseitenkavitation durch die Saugseitenkavitation im Radiallaufrad. Er beschreibt die Kavitationserscheinung auf der Schaufeldruckseite als von der Kavitation auf der Schaufelsaugseite induziert. Bei den Überlastbetriebspunkten ist bei seinen Ergebnissen die Erscheinung nicht so deutlich ausgeprägt, was an der Lage der Um-

lenkung des Fluids von der axialen in die radiale Richtung liegen kann, d.h. eben auch an der Lage der Schaufeleintrittskanten. Bei dem in dieser Arbeit verwendeten Laufrad mit 3-d Beschaukelung liegt die Umlenkungszone innerhalb der Schaufelkanäle, bei den Laufrädern die von Friedrichs verwendet wurden liegt die Umlenkzone vor den Schaufelkanälen. Vorteil bei seinen Untersuchungen ist die Verwendung von radialen Versuchslaufrädern mit Kreisbogenschaukeln, die eine optische Zugänglichkeit im gesamten Schaufelkanal gewährleisten.

5.2. Spiralgehäuse

Die durchgeführten Messungen erstrecken sich auf die Ermittlung der Pumpenkennlinie zur Überprüfung der Auslegung der Spirale sowie auf die Messung des Kavitationsverhaltens der Pumpe. Hierzu erfolgte die Messung von Abreißkurven, d.h., es wurde das Verhalten der Förderhöhe bei kontinuierlicher Reduktion des NPSH-Wertes untersucht. Parallel dazu fanden Beobachtungen der Kavitationserscheinung im Bereich des Saugmundes und des radialen Bereichs des Laufrades sowie der Spirale und des Sporns statt. Zur Erfassung des stationären wie instationären Geschwindigkeitsfeldes fand am Sporn eine PIV-Messung statt. Alle durchgeführten Messungen wurden bei einer radialen Spaltweite am Saugmund von 0,25mm durchgeführt. Eine Variation der Spaltweite ließ keine neuen Erkenntnisse erwarten, so dass darauf verzichtet wurde. Wie beim Kreisringgehäuse fanden auch hier zunächst Untersuchungen im kavitationsfreien Betrieb statt. In Abbildung 5.7 ist die Pumpenkennlinie (Drosselkurve) mit Spiralgehäuse dargestellt. Die Kennlinien wurden mehrmals gemessen, wobei eine sehr gute Reproduzierbarkeit festgestellt werden konnte. Die Förderhöhe wurde hier nach Gl 5.2 gebildet. Deutlich ist der Unterschied zur Pumpenkennlinie mit Kreisringgehäuse (Abbildung 5.1). Die Strömungsführung durch die Spirale zeigt wie erwartet positive Einflüsse. Durch die Änderung der Strömungsführung war es nicht mehr möglich den Überlastbereich $q=1,2$ zu erreichen, wie er bei den Versuchen mit Kreisringgehäuse untersucht wurde. Der maximal erreichbare Betriebspunkt lag bei $q=1,17$.

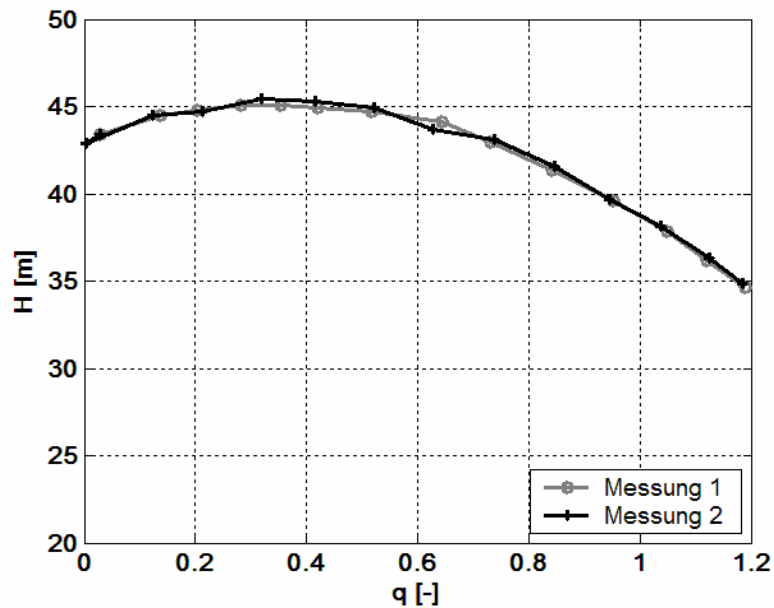


Abbildung 5.7 Pumpenkennlinie mit Kreisringgehäuse (Spalt 0,25mm)

Beim Wirkungsgrad (Abbildung 5.8) ist der Einfluss der Spirale ebenso deutlich sichtbar. Die Wirkungsgradkennlinie liegt bei der Ausführung mit Spiralgehäuse ab Teillast $q=0,3$ höher als bei der Kreisringgehäuseausführung (siehe Abbildung 5.2). Es fällt auf, dass η_{max} jetzt bei $q \approx 1,0$ liegt, was auf eine sehr gute Auslegung der Spirale schließen lässt. Ebenso ist die Messung des statischen Drucks, wie auch die Bestimmung der Geschwindigkeit für die Lage von η_{max} verantwortlich. Die Messung des statischen Drucks wie auch die Bestimmung der Geschwindigkeit erfolgt direkt im Druckstutzen. Beim Kreisringgehäuse wurden diese Strömungsgrößen in einem Abstand von 120mm vom Laufradaustritt erfasst.

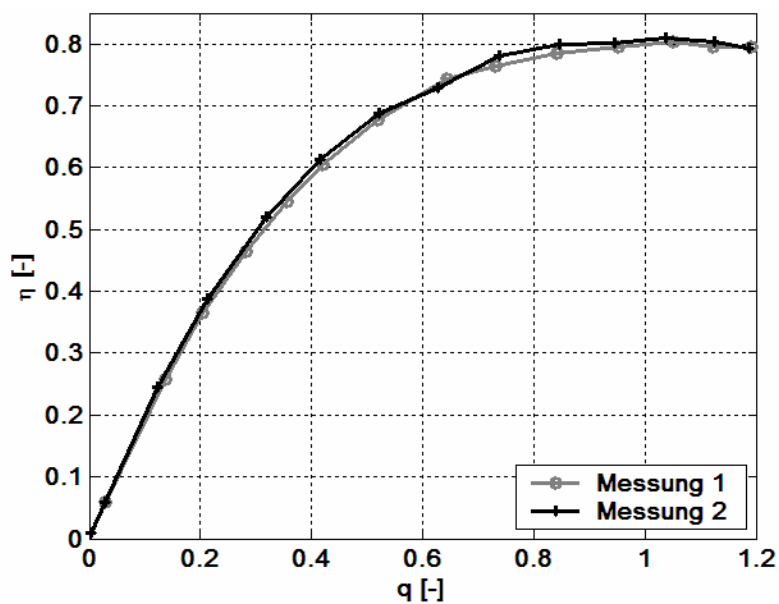


Abbildung 5.8 Wirkungsgrad mit Spiralgehäuse (Spalt 0,25mm)

5.2.1. Abreißkurven und visuelle Erscheinung im Laufrad und Saugmund

Die Kavitationsuntersuchungen wurden in gleichem Maße durchgeführt, wie es auch bei der Ausführung mit Kreisringgehäuse stattfand.

Die Darstellung der Abreißkurven (Abbildung 5.9) erfolgt auch hier dimensionslos, indem die Werte auf die Förderhöhe bei kavitationsfreiem Zustand mit Kreisringgehäuse und Spalt 0,25mm bei Betriebspunkt $q=1,0$ bezogen sind.

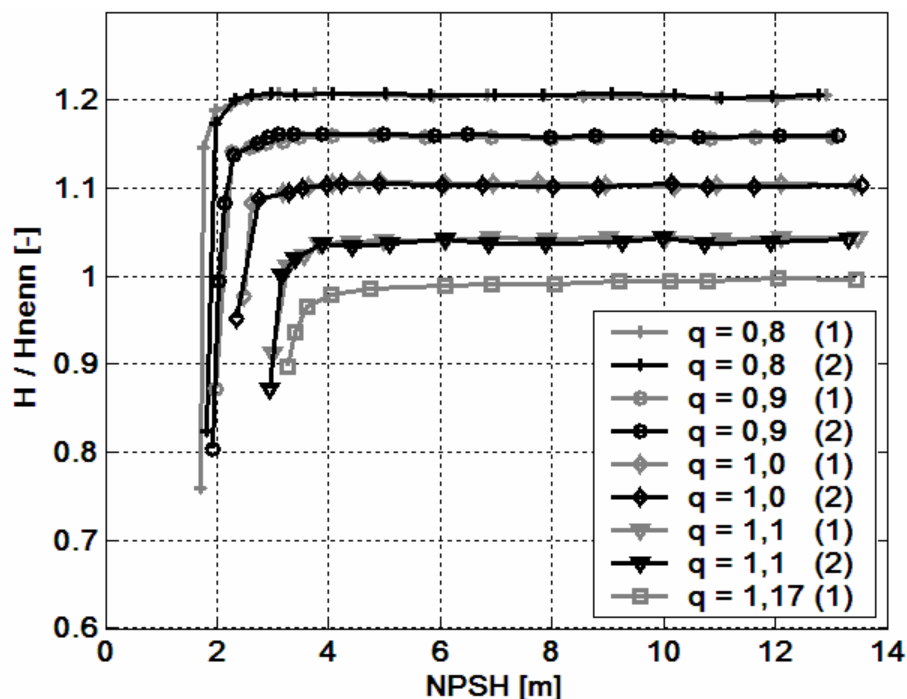


Abbildung 5.9 Abreißkurven mit Spiralgehäuse, Spalt 0,25mm, bezogen auf $q=1,0$ in Abbildung 5.3

In Abbildung 5.9 wird die Auswirkung des Spiralgehäuses deutlich. Die Förderhöhe im Nennpunkt ($q=1,0$) liegt um ca. 10% höher als bei der Messung mit Kreisringgehäuse bei gleicher Spaltweite von 0,25mm. Bei Teillast beträgt der Unterschied ca. 15%.

Die Erscheinung der Spaltkavitation im Saugmund war identisch mit der Erscheinung bei den Versuchen mit Kreisringgehäuse, d.h. es war eine Zunahme der Spaltkavitation bei sinkendem q festzustellen. Auch bei den Untersuchungen mit Spiralgehäuse ist kein Einfluss der Kavitationserscheinung im Saugmund, respektive am Spalt, auf die Förderhöhe feststellbar. Die Kavitation zeigte auch hier am Spalt die Ausprägung von „Dampffahnen“ in der Anzahl der Schaufelzahl. Die Dampffahnen rotieren mit einer geringeren Frequenz als die Laufradfrequenz. Es konnte keine Asymmetrie am Umfang festgestellt werden. Die Kavitation auf der

Schaufelsaugseite im Bereich des Saugmundes ist bei der Ausführung mit Spirale geringfügig stärker ausgeprägt als bei der Ausführung mit Kreisringgehäuse, was am höheren Niveau der Förderhöhe liegen kann. Die Unterschiede zeigen sich über alle Betriebspunkte. Auch hier war keine Asymmetrie am Umfang zu erkennen, was darauf schließen lässt, dass sich bei den untersuchten Betriebspunkten q die asymmetrische Druckverteilung in der Spirale nicht bis in den Saugmund auswirkt. Grundsätzlich kann festgestellt werden, dass das Kavitationsverhalten im Bereich des Saugmundes bei beiden Ausführungen bis auf die Ausprägung der Schaufelsaugseitenkavitation identisch ist. Frobenius M. [2004] hat bei seinen numerischen Simulationen die gleichen Einflüsse der Spaltkavitation auf das Förderhöheniveau festgestellt. Die numerische Simulation ergab eine Förderhöhendifferenz bei noch nicht einsetzendem Förderhöhenabfall von $\Delta H = 2,7\text{m}$ von der Variante ohne Spalt zur Variante mit der Spaltweite von $0,5\text{mm}$. Im Experiment zeigte sich eine Differenz von $\Delta H = 1,3\text{m}$ bei der Untersuchung der Spaltweiten von $0,25\text{mm}$ und $0,50\text{mm}$. Ausschlaggebend hierfür ist der veränderte Laufradvolumenstrom bei konstantem Anlagenvolumenstrom im Experiment, wie aber auch die Änderung des Dralles durch den Spaltstrom am Laufradeintritt, der das Kavitationsverhalten an der Schaufelvorderkante erheblich beeinflussen kann. Die numerische Simulation bei Frobenius zeigt, dass die Zuströmung zum Laufrad aufgrund der Spaltströmung mit einer Drallkomponente in Drehrichtung erfolgt. Dies ist eine Erklärung, warum bei Spaltweite $0,50\text{mm}$ Druckseitenkavitation und keine Saugseitenkavitation auftritt. Somit wird die Kavitation im Laufrad indirekt durch die Kavitation am Spalt des Saugmundes beeinflusst. Von Frobenius durchgeführte Berechnungen der Druckverteilungen, mit und ohne Spalteinfluss auf der Saug- und Druckseite der Laufradschaufel, bestätigen diese Aussage in Druckverläufe auf der Schaufeldruckseite und Schaufelsaugseite.

Die Kavitation im radialen Bereich des Laufrades zeigt bei Kavitationsbeginn in der Verteilung am Umfang Unterschiede zur Kreisringgehäuseausführung. Die Asymmetrie der Druckverteilung am Umfang der Spirale, respektive am Laufradaustritt, wirkt sich in die Schaufelkanäle hinein aus. In der nachfolgenden Abbildung 5.10 ist der lokale Kavitationsbeginn im radialen Bereich des Laufrades für die untersuchten Betriebspunkte dargestellt. Der Winkelbereich, in dem am Umfang Kavitation in Erscheinung tritt, öffnet sich mit fallendem Fördergrad q .

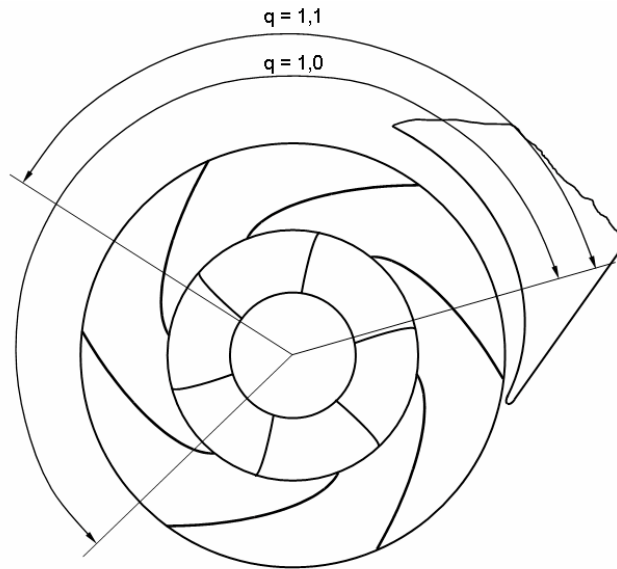


Abbildung 5.10 Bereiche der beginnenden Kavitation im Laufrad mit Spiralgehäuse

Bei $q=0,8$ stellt sich der Kavitationsbeginn im radialen Bereich des Laufrades fast am ganzen Umfang ein.

Bei fallendem NPSH wächst die Kavitation im radialen Bereich des Laufrades an, wodurch bei fortgeschrittener Kavitation keine Asymmetrie mehr festzustellen ist. Die Erscheinung lässt darauf schließen, dass bei Überlast die Asymmetrie der Druckverteilung in der Spirale größere Auswirkungen hat als dies bei Teillast der Fall ist.

Auch bei der Ausführung mit Spirale tritt der Förderhöhenabfall erst bei ausgeprägter Kavitation im radialen Bereich des Laufrades auf. Die optische Erscheinung wie auch der Fortschrittsgrad zeigen hierbei, bis auf die bei Kavitationsbeginn sich einstellende Asymmetrie am Umfang, keine Unterschiede zur Ausführung mit Kreisringgehäuse. Der Förderhöhenabfall liegt bei beiden untersuchten Konfigurationen immer in der stark ausgeprägten Kavitation im radialen Bereich des Laufrades begründet.

In der nachfolgenden Abbildung 5.11 ist der Blickwinkel bzw. die Blickrichtung der Aufnahmen zur Erläuterung der Kavitationserscheinung im Laufrad der Versuchspumpe dargestellt. Der obere Teil der Aufnahme (Abbildung 5.12) zeigt den Blick durch den vertikalen, transparenten Teil des Pumpengehäuses in den radialen Bereich des Laufrades. Der untere Teil der Aufnahme zeigt den Blick in den Saugmundbereich des Laufrades. Die in Abbildung 5.11 dargestellte weiße Linie repräsentiert die Gehäusekante und somit die Trennlinie zwischen den oberen und unteren Bereichen der Aufnahmen.

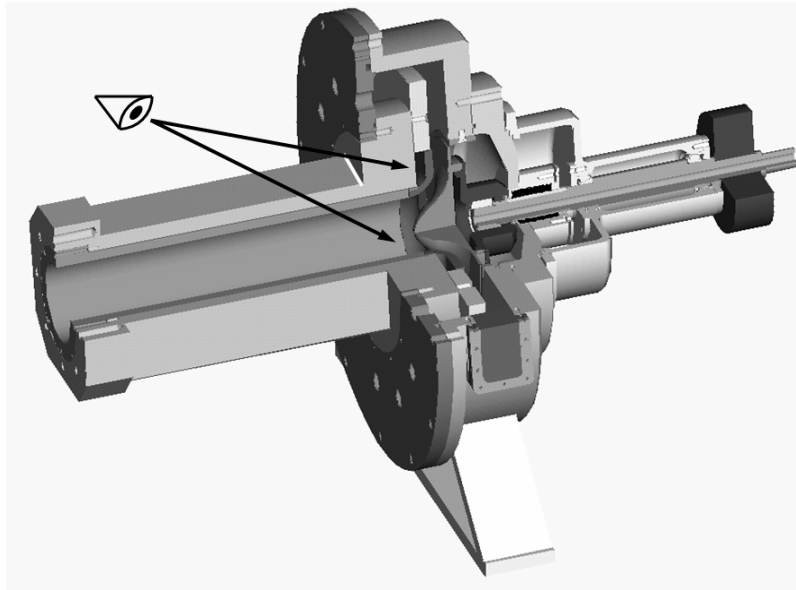


Abbildung 5.11 Blickrichtung der Aufnahmen zur Erläuterung der Kavitation in der Versuchspumpe

In Abbildung 5.12 ist der Zustand bei Förderhöhenabriss im Betriebspunkt $q=0,8$ zu sehen. Im radialen Bereich wird die Größe der Kavitationszone deutlich. Im Saugmund sind die Schaumfelsenkavitation und die umlaufenden Dampfzungen zu sehen.

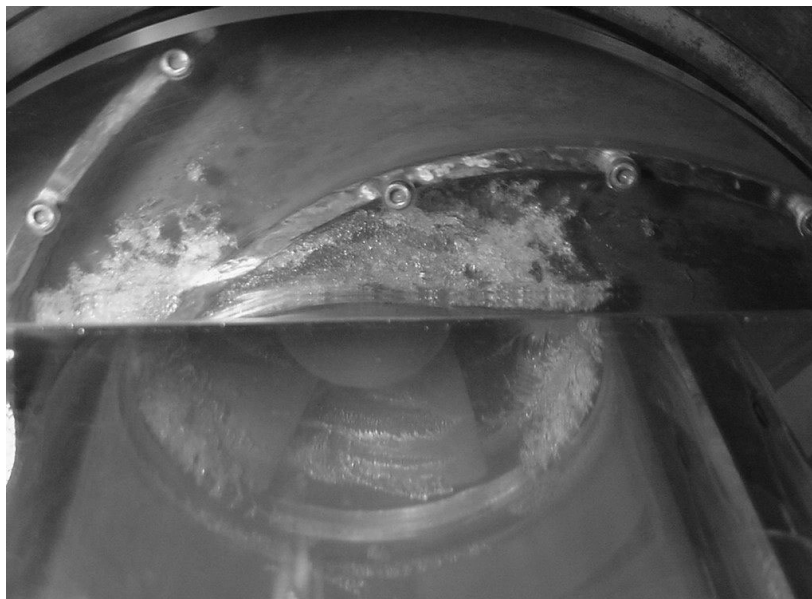


Abbildung 5.12 Förderhöhenabriss, $q=0,8$; NPSH $\approx 1,9\text{m}$; Spiralgehäuse; Spalt $0,25\text{mm}$

In Abbildung 5.6 wurde bereits die Kavitationserscheinung im radialen Bereich des Laufrades schematisch beschrieben. Der Vorgang, der zum Förderhöhenabriss führt, stellt sich bei der Spiralgehäuseausführung in gleicher Weise dar.

Der optische Zugang zum Laufrad ist im Saugmundbereich und im radialen Bereich gegeben. Der dazwischen liegende Teil des Laufrades kann nicht eingesehen werden, so dass der Beginn bzw. der Ort der beginnenden Kavitation nicht exakt detektiert werden kann. Abbildung 5.13 zeigt den Zustand des Förderhöhenabrisses im Überlastbereich bei $q=1,17$. Die Ausprägung der Kavitation im radialen Bereich des Laufrades ist sehr ähnlich zu der bei $q=0,8$.

Frobenius [2004] hat einzelne Punkte der Abreißkurve für den Betriebspunkt $q=1,0$ numerisch untersucht und so eine Information über den Fortschrittsgrad der Kavitationserscheinung im Laufrad der Versuchspumpe bei sinkendem NPSH erhalten. Hierbei konnten auch die Bereiche des Laufrades betrachtet werden, welche bei der Versuchspumpe nicht einsehbar waren. Die Simulation zeigt, dass Kavitation zunächst auf der Schaufelsaugseite entsteht. Das saugseitige Kavitationsgebiet wächst mit sinkendem NPSH an, die Förderhöhe bleibt davon zunächst nahezu unberührt. Schließlich beginnt auch auf der Schaufeldruckseite sich ein Kavitationsgebiet auszubilden, was dazu führt, dass die Förderhöhe beginnt abzusinken. Beide Kavitationsgebiete wachsen mit sinkendem NPSH weiter an, wobei das saugseitige Gebiet immer größer bleibt. Schließlich erreichen die Gebiete den engsten Querschnitt des Schaufelkanals und tragen durch den Versperrungseffekt zum weiteren sinken der Förderhöhe bei. Auch in der numerischen Simulation zeigt sich eine Beeinflussung des Kavitationsgebietes auf der Druckseite durch die Kavitation auf der Saugseite. Die Kavitation auf der Schaufeldruckseite ist letztendlich für den Förderhöhenabbruch verantwortlich.



Abbildung 5.13 Förderhöhenabriss, $q = 1,17$; NPSH $\approx 3,6\text{m}$; Spiralgehäuse; Spalt $0,25\text{mm}$

Der Kavitationszustand bei $\text{NPSH}_{3\%}$ ($q=1,17$) ist in Abbildung 5.14 zu sehen. Es ist erkennbar, dass sich im oberen Bereich des Bildes, d.h. im radialen Bereich des Laufrades, eine kleine Kavitationszone ausgebildet hat. Diese Kavitationszone haftet auf der Schaufelsaugseite und besitzt einen instationären Charakter. Im Bereich der Umlenkung in den radialen Bereich der Deckscheibe zeigt sich ebenso ein instationäres Kavitationsgebiet, welches durch die Umlenkung vom axialen in den radialen Bereich des Laufrades hervorgerufen wird. Diese Kavitationszone steht nicht in Zusammenhang mit der Kavitation auf der Schaufelsaugseite, was nicht heißt, dass die Kavitationsgebiete bei sinkendem NPSH schließlich zusammenwachsen. Die Zustände im radialen Bereich des Laufrades zeigen bei den verschiedenen Betriebspunkten keine Unterschiede, so dass diese Abbildung für die Kavitationsausprägung bei $\text{NPSH}_{3\%}$ für alle untersuchten Betriebspunkte dient.



Abbildung 5.14 Kavitationszustand bei $\text{NPSH}_{3\%}$; $q=1,17$; Spiralgehäuse; Spalt 0,25mm

5.2.2. Visuelle Erscheinung und PIV-Messung in der Spirale

In der Spirale selbst konnten keine Kavitationserscheinungen detektiert werden. Am Sporn zeigt sich bei Überlast eine mit der Schaufelfrequenz wechselnde Kavitation. Wenn die Schaufel den Sporn passiert, stellt sich eine Kavitationszone am Sporn ein. Diese Kavitationszone vergrößert sich, bis die Mitte des Schaufelkanals den Sporn erreicht hat, und verschwindet dann, d.h., sie schwimmt mit der Strömung ab. Über einen Drehwinkelbereich von Mitte Schaufelkanal bis zur nächsten Schaufel zeigt sich am Sporn keine Kavitation, bzw. bei niedrigen NPSH-Werten geringe Kavitation (siehe hierzu auch Abbildung 5.16 und Abbildung

5.18). In der nachfolgenden Abbildung 5.15 ist der Sporn im linken Bild durch das seitliche Fenster (Abbildung 2.10), bzw. in den rechten Bildern durch die transparente Saugseite des Pumpengehäuses zu sehen.

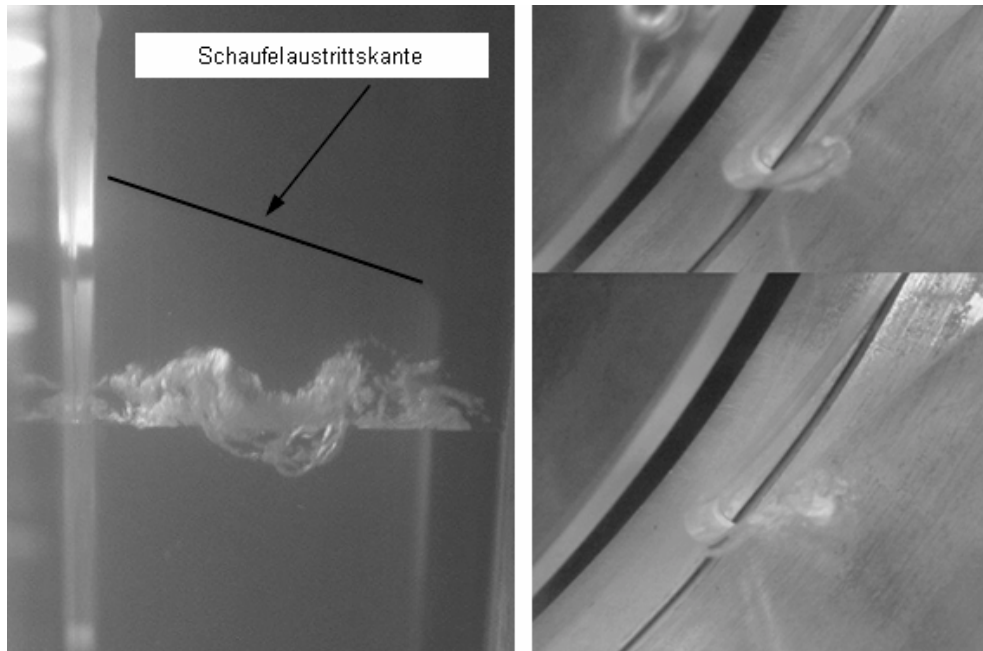


Abbildung 5.15 Kavitation am Sporn , $q = 1,17$; Spiralgehäuse; Spalt 0,25mm

Im oberen Bildbereich (Abbildung 5.15) ist die Schaufel, welche den Sporn bereits passiert hat, als dunkler Schatten sichtbar. Sie bewegt sich nach oben vom Sporn weg. Die Kavitation am Sporn ist bei jedem NPSH-Wert vorhanden und nimmt mit sinkendem NPSH etwas zu. In Abbildung 5.16 befindet sich eine Zusammenstellung einer Bildsequenz über den Entwicklungsfortlauf der Kavitation am Sporn bei $q=1,17$. Der Fortlauf ist in den beiden Spalten von links oben beginnend aufgetragen.

Im Bild 1 (Abbildung 5.16) ist die den Sporn passierende Schaufel gerade noch sichtbar. Am Sporn zeigt sich anhaftende Kavitation, wie sie auch in Abbildung 5.15 zu sehen ist. Bei der weiteren Bewegung der Schaufel, wie links in den Bildern 2 bis 4 zu sehen, vergrößert sich das anhaftende Dampfgebiet und hebt von der Spornoberfläche ab, bis es sich aufgelöst hat. In Bild 5 ist dann fast keine Kavitation mehr sichtbar. Befindet sich die Mitte des Schaufelkanals am Sporn, so entwickelt sich wieder ein anhaftendes Kavitationsgebiet, welches kontinuierlich anwächst. Erreicht nun die nächste Schaufel den Sporn, beginnt der Vorgang erneut. Die beschriebene Entwicklung kann mit der Druckverteilung im Schaufelkanal, d.h. mit dem Druckgradienten von der Saugseite zur Druckseite bzw. mit dem Einfluss des Schaufelnachlaufs erklärt werden, wie das z.B. in [Gülich-1999] stattfindet.

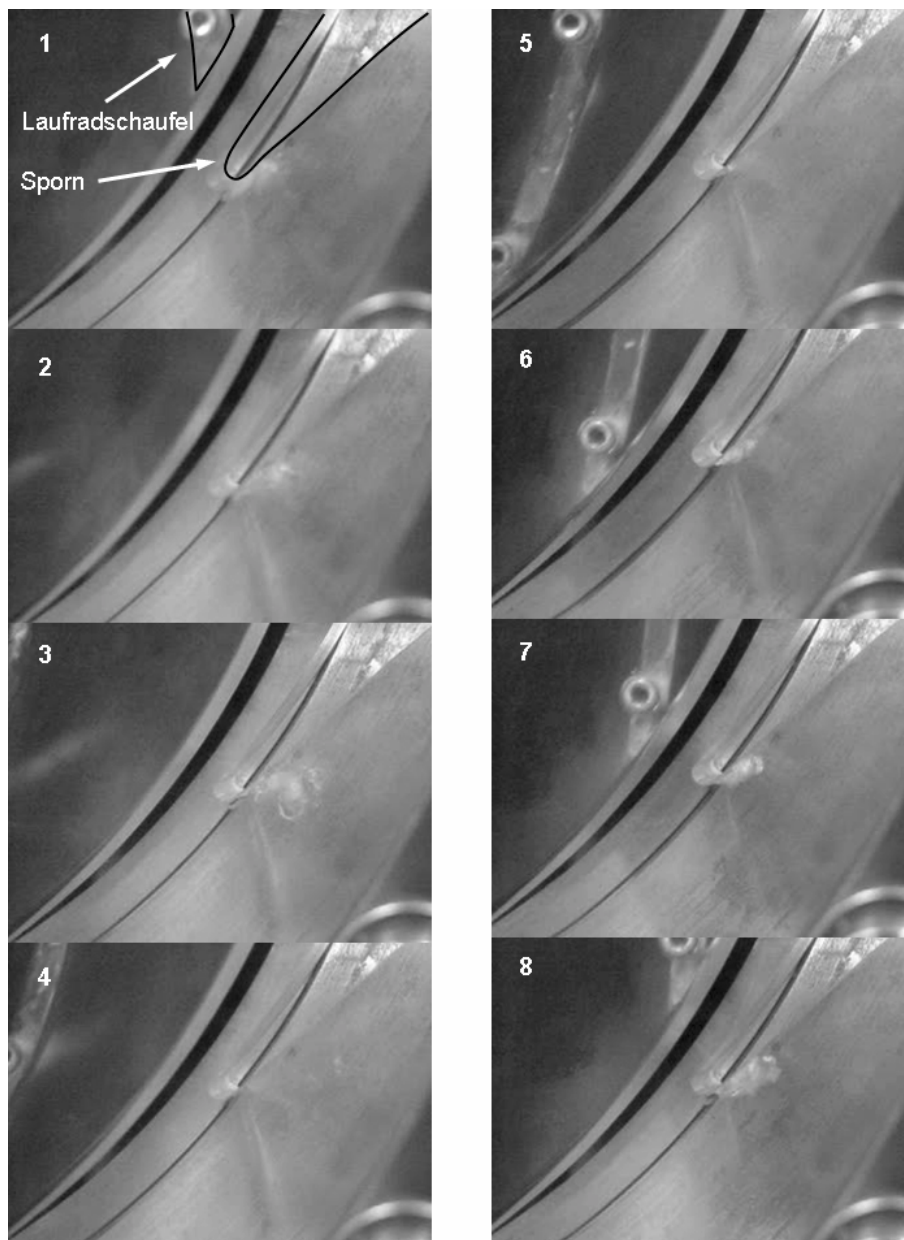


Abbildung 5.16 Kavitationserscheinung am Sporn bei einem Schaufeldurchgang; $q=1,17$; Spalt $0,25\text{mm}$

Mit Hilfe des PIV-Messsystems konnte das Geschwindigkeitsfeld am Sporn stationär wie auch instationär erfasst werden. Hierbei konnte jedoch nicht mit zwei Kameras, wie das am Einzelprofilprüfstand der Fall war, gearbeitet werden. Die Platzverhältnisse an der Versuchspumpe ließen lediglich die Montage der PIV-Kamera zu. Deshalb wurden die Geschwindigkeitsfelder mit den jeweiligen Rohbildern der Tracerpartikel, welche zuvor bildtechnisch bearbeitet wurden, überlagert. Hierdurch wurde erzielt, dass der Sporn und die Momentanstellung der Laufgradschaufel sichtbar sind. Die Bildaufnahme von Sequenzen, welche die konti-

nuierliche Passage der Laufradschaufel am Sporn zeigt, steht in Ergänzung zu Abbildung 5.16.

In der nachfolgenden Abbildung 5.17 ist das Geschwindigkeitsfeld im zeitlichen Mittel im Bereich des Sporns dargestellt.

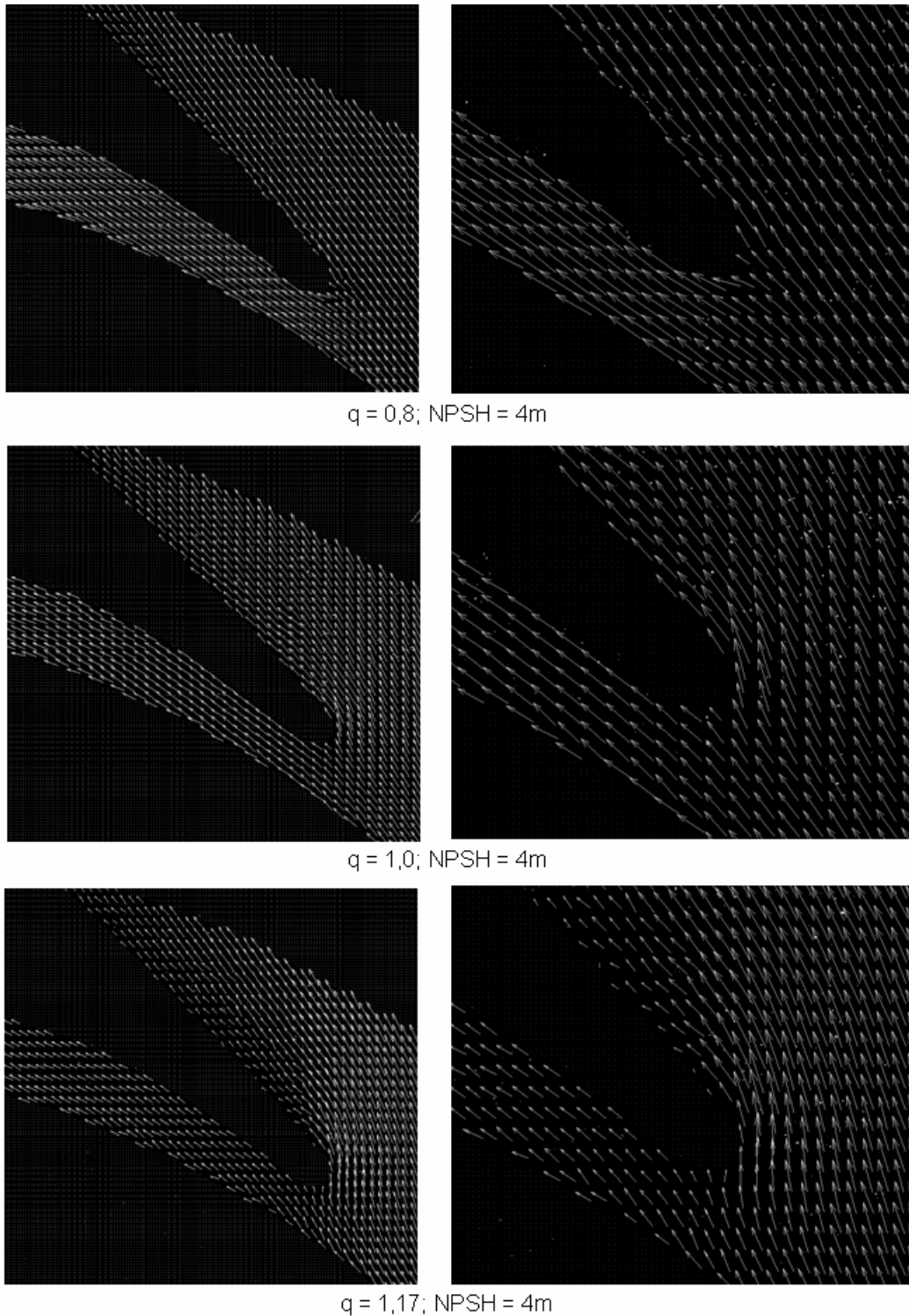


Abbildung 5.17 Mittelwerte der Geschwindigkeitsverteilung am Sporn bei verschiedenen Betriebspunkten

Die Messungen fanden alle bei einem NPSH-Wert von 4m statt. Bei den Betriebspunkten von $q=0,8$ und $q=1,0$ zeigt sich, wie bereits beschrieben, am Sporn keine Kavitation. Wie in Abbildung 5.17 zu sehen, ist die Spiralauslegung sehr gut, der Staupunkt bei $q=1,0$ liegt optimal. Der Staupunkt am Sporn zeigt bei Änderung des Betriebspunktes das klassische, aus der Literatur bekannte Verhalten. Ebenso verhält es sich bei $q=1,17$, wobei hier am Sporn die erwähnte instationäre Kavitation auftritt. Im zeitlichen Mittel der Geschwindigkeitsverteilung zeigt sich am Sporn im Bereich des Druckstutzens ein Ablösegebiet, welches durch die Kavitation geprägt ist. In Abbildung 5.18 ist das instationäre Geschwindigkeitsfeld bei einem Schaufeldurchgang dargestellt. Die Aufnahmen 1÷6 zeigen den kontinuierlichen Fortlauf.

Bild 1: Die Laufradschaufel ist noch nicht zu sehen, die Schaufelkanalmitte befindet sich auf Höhe des Sporns. Dieser Zustand dient als Ausgangszustand. Auf der Druckstutzenseite des Sporns befindet sich ein Kavitationsgebiet bzw. eine Dampf Wolke, die mit der Strömung abschwimmt. Der Staupunkt liegt dem Überlastpunkt entsprechend.

Bild 2: Die Laufradschaufel erscheint im unteren Bildbereich. Der Staupunkt wandert deutlich nach unten, das Kavitationsgebiet im Bereich des Druckstutzens wurde in Strömungsrichtung mitgetragen.

Bild 3: Die Laufradschaufel steht direkt vor dem Sporn. Der Staupunkt ist in den Laufradbereich des Sporns abgewandert. Auf der Druckstutzenseite bildet sich direkt an der Vorderkante ein neues Kavitationsgebiet aus. Das vorhergehende Dampfgebiet ist weiter stromab gewandert.

Bild 4: Die Laufradschaufel hat den Sporn gerade passiert. Der Schaufelnachlauf beeinflusst die Staupunktströmung in starkem Ausmaß, das Kavitationsgebiet auf der Druckstutzenseite wächst weiter an.

Bild 5: Die Schaufel hat den Sporn passiert und ist im linken Bildbereich noch zu sehen. Der Staupunkt nähert sich wieder seiner Ausgangsposition. Das Kavitationsgebiet erfährt seine größte Ausdehnung und wird von der Spornvorderkante abgelöst.

Bild 6: Dieser Zustand entspricht wieder dem von Bild 1.

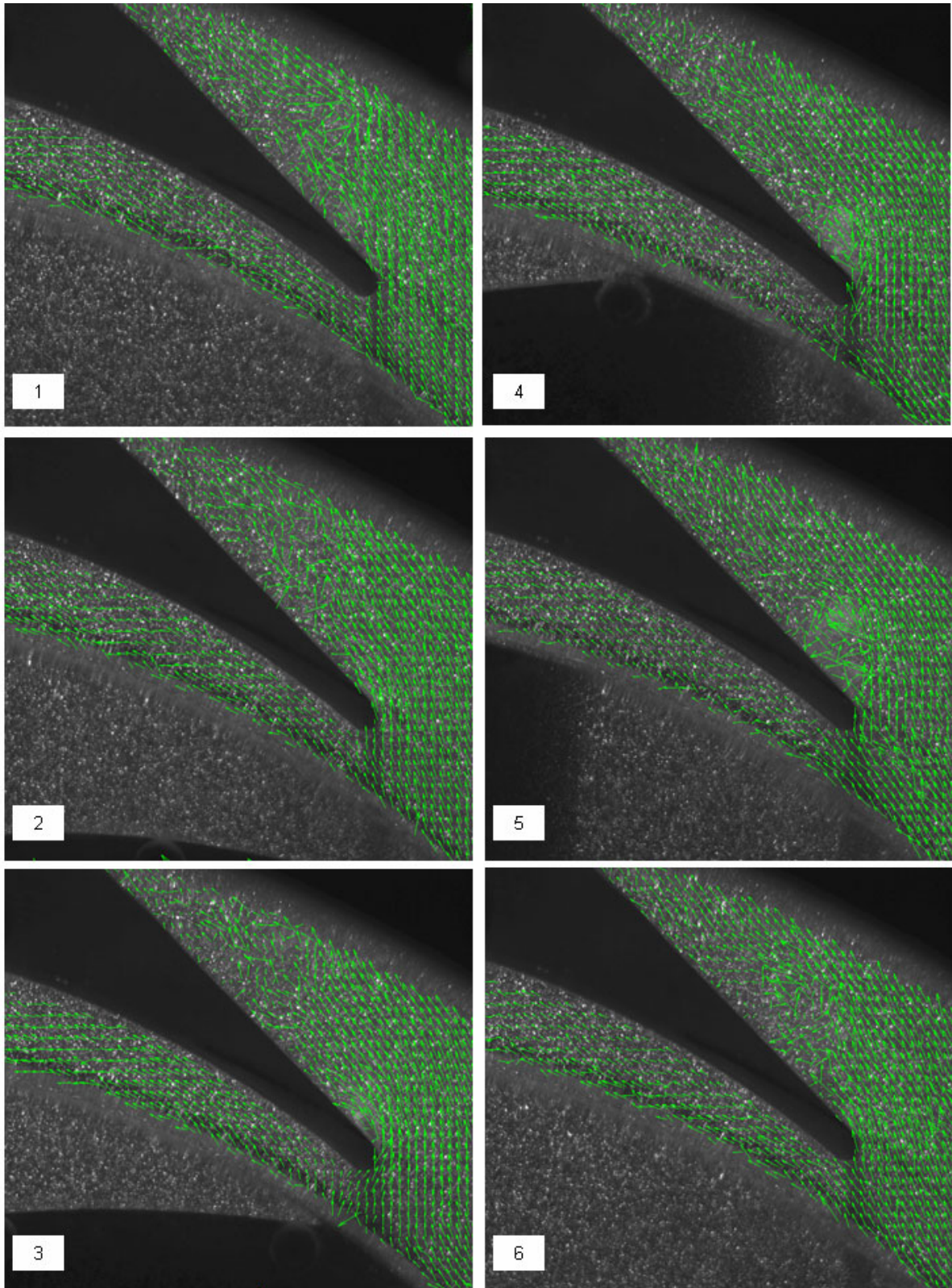


Abbildung 5.18 Instationäre Geschwindigkeitsverteilung am Sporn bei einem Schaufeldurchgang; $q=1,17$

In der Bildfolge in Abbildung 5.18 ist der Ablauf einer Wolkengenerierung in Analogie zum Kavitationszustand am Einzelprofil deutlich erkennbar. Das Kavitationsgebiet zeigt sich in

seiner Form und Ausdehnung nahezu identisch zu dem am Einzelprofil mit $\beta=0^\circ$, wie im Vergleich der Abbildung 5.15 (linkes Bild) mit Abbildung 5.19 zu sehen ist. Der *re-entrant jet* ist in den PIV-Auswertungen am Sporn nicht deutlich erkennbar. Der Grund ist vermutlich die Struktur und relativ kleine räumlich Ausdehnung des anhaftenden Kavitationsgebietes. Um den *re-entrant jet* erfassen zu können müsste der Aufnahmeabstand der CCD-Kamera reduziert werden, um einen kleineren Bildausschnitt zu erfassen.



Abbildung 5.19 Kavitationserscheinung am Strömungsprofil, $\beta=0^\circ$

Bei der Wolkengenerierung am Sporn im Spiralgehäuse wird die Generierungsfrequenz durch die Laufradschaufelfrequenz aufgeprägt. Am Strömungsprofil ist die Frequenz, mit der die Dampfstrukturen generiert werden, allein von den Strömungsgrößen abhängig.

5.3. Vergleich der Kennlinien

In Abbildung 5.20 sind für die Spaltweiten 0,50mm und 0,25mm des Kreisringgehäuses sowie für die Spaltweite 0,25mm des Spiralgehäuses die $NPSH_{3\%}$ -Werte bezogen auf den $NPSH_{3\%}$ -Wert beim Kreisringgehäuse, Spaltweite 0,25mm und $q=1,0$ aufgetragen.

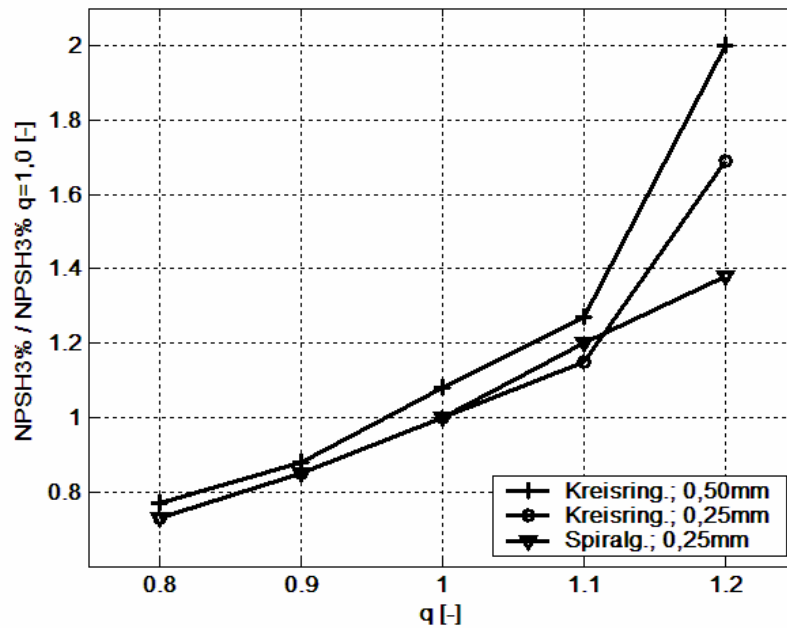


Abbildung 5.20 $\text{NPSH}_{3\%}$ bezogen auf $\text{NPSH}_{3\%}$ beim Kreisringgehäuse; $q=1,0$; Spalt 0,25mm

In Abbildung 5.20 ist der Einfluss der Spaltweitenvariation beim Kreisringgehäuse auf den $\text{NPSH}_{3\%}$ -Wert sichtbar. Die Variation der Gehäuseform vom Kreisringgehäuse zum Spiralgehäuse auf das $\text{NPSH}_{3\%}$ -Verhältnis ist bei gleicher Spaltweite von 0,25mm lediglich im Überlastbereich deutlich sichtbar. Das $\text{NPSH}_{3\%}$ -Verhältnis, welches bei der Spiralgehäuseausführung und einem Fördergrad von $q=1,17$ bei 1,38 liegt, wäre bei korrektem Betriebspunkt von $q=1,20$ durch den höheren Volumenstrom etwas größer.

Der Unterschied der Kennlinien in Abbildung 5.20 bei Spaltvariation ist bedingt durch den höheren Laufradvolumenstrom bei Spaltweite 0,50mm und gleichem Anlagenvolumenstrom. Aus den Messungen und der visuellen Beurteilung wird deutlich, dass die Kavitation im Saugmund, wie sie bei den drei untersuchten Varianten aufgetreten ist, keinen Einfluss auf den Förderhöhenabriss der Pumpe hat. Die Kavitationserscheinung, welche zum Förderhöhenabriss führt, verhält sich bei jeder untersuchten Variante gleich (siehe Kap. 5.1.1 und Kap. 5.2.1).

Der Übergangsbereich des Laufradkanals vom Saugmund zum radialen Bereich ist nicht einsehbar, so dass der Beginn der Kavitation, die für den Förderhöhenabfall verantwortlich ist, nicht detektiert werden kann (Abbildung 5.6 und Abbildung 5.12).

5.4. Zylindersondenmessung im Kreisringgehäuse

Zur Untersuchung der Strömungsverhältnisse im Kreisringgehäuse bei unterschiedlichen Kavitationszuständen fand eine Differenzdruckmessung mit Hilfe einer Zylindersonde statt

(Abbildung 2.12 und Abbildung 2.13). Die Strömungsbedingungen wurden auf einem Durchmesser von 500mm gemessen, d.h., der Abstand der Zylindersonde zum Laufradaustritt betrug 120mm, wie in Kap. 2.2.2 beschrieben. Ein Zugang näher am Laufradaustritt war nicht möglich, da hier der Lagerträger der Wellenlagerung an das Pumpengehäuse angeflanscht ist (siehe Abbildung 2.13).

Die Messungen erfolgten mit Hilfe eines Differenzdruckaufnehmers (Tabelle 3.1). Hierzu erfasste die Zylindersonde den Totaldruck p_{tot} . Durch den Abgriff des statischen Druckes p_{stat} im gleichen Messquerschnitt (500mm) konnte der dynamische Druck Δp_{dyn} ermittelt werden. Die Druckdifferenzen Δp am Differenzdruckaufnehmer lagen in einer Größenordnung von 250mbar.

Diese Messungen sollen Aufschluss geben, wie sich der Abströmwinkel und die Abströmgeschwindigkeit bei verschiedenen Kavitationszuständen im Verhältnis zur kavitationsfreien Strömung verhalten.

Die Messungen wurden für die Betriebspunkte $q=0,8$; $0,9$; $1,0$; $1,1$, und $q=1,2$ durchgeführt. Die untersuchten Kavitationszustände waren kavitationsfreie Strömung, 3% Förderhöhenabfall und 8% Förderhöhenabfall.

Die Traversierung der Sonde erfolgte über neun äquidistante Punkte in axialer Richtung (Gehäusebreite=28,5mm) und über einen Verdrehwinkelbereich der Sonde von $\pm 40^\circ$ mit 16 Messpunkten, wobei der Winkel, an dem mit der Sonde der statische Druck p_{stat} in der Strömung gemessen wurde, bei $38,5^\circ$ lag. Dieser Wert hat sich über alle Messungen als stabil erwiesen. Die Auswertung der Messungen erfolgte, indem für jede der neun gemessenen Druckverteilungen (16 Winkelpositionen pro Axialposition) eine Approximation durch eine quadratische Ausgleichskurve stattfand. Anschließend wurde das Maximum dieser Parabel bestimmt und damit der Abströmwinkel α und der dynamische Druck Δp zur Berechnung der Absolutgeschwindigkeit erhalten. In Abbildung 5.21. ist die Vorgehensweise dargestellt. Zu sehen sind die Messpunkte der 16 Winkelpositionen, die Approximation durch eine Parabel und die Bestimmung des Maximums, welches durch einen Stern angezeigt wird.

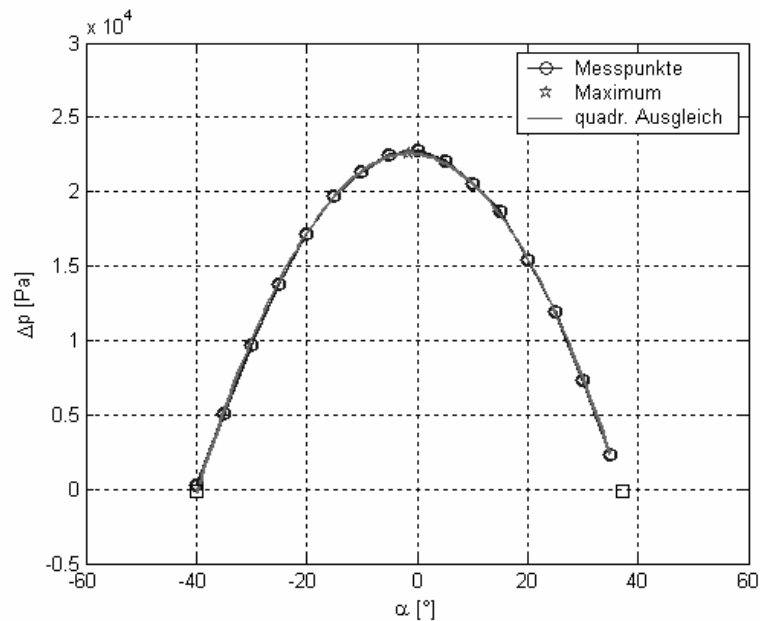


Abbildung 5.21 Bestimmung von dynamischem Druck und Abströmwinkel bei der Zylindersondenmessung

Die nicht gemessenen axialen Teilbereiche bis zur Wand wurden extrapoliert, wobei die Grenzschichtdicke auf 0,5mm abgeschätzt wurde. Zur Kontrolle der ermittelten Geschwindigkeiten erfolgten die Berechnungen der Meridiangeschwindigkeiten mit Hilfe der Abströmwinkel und einer Integration dieser in axialer Richtung. Mit der Meridiangeschwindigkeit und der Kenntnis der Querschnittsfläche im Messbereich konnte ein Vergleich des daraus berechneten Volumenstroms mit dem Volumenstrom des MID durchgeführt werden. Bei der Integration wurde der Geschwindigkeitsverlauf in der Grenzschicht als linear fallend von c in der Außenströmung auf 0 an der Wand angenommen.

Der bei der Überprüfung des Volumenstroms ermittelte Fehler liegt in der Größenordnung von 3% im Auslegungspunkt und bei weniger als 1% in Überlast. Lediglich bei einem Betriebspunkt (Teillast $q=0,8$ und 8% Förderhöhenabfall) ist der Fehler bis auf 20% angestiegen. Hierfür verantwortlich ist die starke Empfindlichkeit der Meridiangeschwindigkeit c_m bei deren Bestimmung auf bereits kleine Winkelfehler α bei der Zylindersondenmessung. Die 20% Abweichung des Volumenstroms beruhen auf einem Winkelfehler der Zylindersonde von ca. 1° . Betrachtet man die Strömungsverhältnisse an einer Zylindersonde, so muss festgestellt werden, dass die Genauigkeit derartiger Messungen von vielerlei Einflüssen abhängt. Hierbei sind primär die Strömungsverhältnisse zu nennen, aber auch der Einfluss der Geometrie im zu messenden Querschnitt. Eine ausführliche Betrachtung dieser komplexen Zusammenhänge wird von Meschkat [Meschkat-2004] durchgeführt.

Andererseits ist der bis auf den einen Teillastpunkt aufgetretene Fehler von maximal 3% auch eine Referenz für eine sehr gute Genauigkeit der durchgeführten Zylindersondenmessungen. In Abbildung 5.22 sind die auftretenden Geschwindigkeiten sowie der Abströmwinkel α am Laufradaustritt und die Lage der Zylindersonde dargestellt.

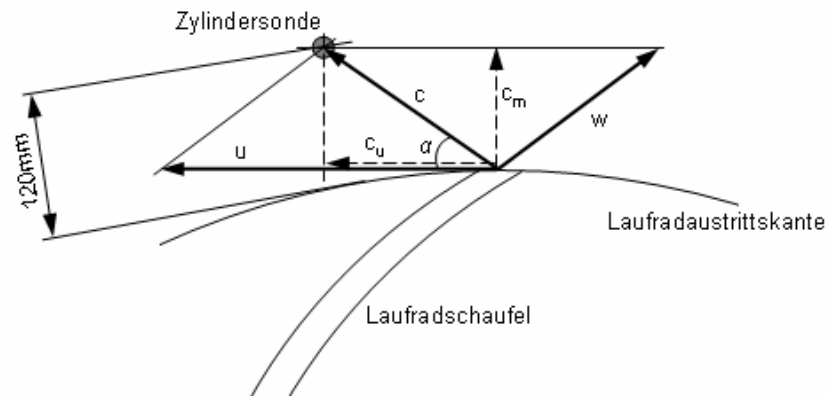


Abbildung 5.22 Geschwindigkeitsdreieck am Laufradaustritt

5.4.1. Diskussion der Messergebnisse

Die Intention der Zylindersondenmessungen bestand darin, eine Aussage über die Änderungen des statischen Drucks Δp und der Geschwindigkeitsdreiecke und damit eine Änderung der Förderhöhe H in Abhängigkeit des Kavitationseinflusses machen zu können.

Fällt der statische Druck am Laufradaustritt und die Geschwindigkeitsdreiecke bleiben ähnlich, so ist das ein Indiz für auftretende Verluste in der Strömung (Dissipation). Ändern sich jedoch die Geschwindigkeitsdreiecke, d.h. die Geschwindigkeit c_u am Laufradaustritt, bei Änderung des statischen Druckes, so beeinflusst die Kavitation die Strömungsverhältnisse durch eine Änderung der Strömungsgeometrie innerhalb des Laufrades. In beiden Fällen wird die Förderhöhe bedingt durch diese Einflüsse abnehmen.

Da die Messungen in einem Abstand von 120mm vom Laufradaustritt durchgeführt wurden, ist eine eindeutige Aussage über die Änderung der Strömungsverhältnisse nicht möglich.

Die auftretenden Einflüsse bestehen aus einer Mischung von Dissipation und Versperrungseffekt. Im Anhang Kap. 9.8 Abbildung 9.16 sind für die untersuchten Betriebspunkte die Ergebnisse der Geschwindigkeiten c_u und der statischen Drücke p_A über der dimensionslosen Gehäusebreite bzw. über dem prozentualen Förderhöhenabfall aufgetragen (Position: Tragscheibe=0 [TS], Deckscheibe=1 [DS]).

In den Diagrammen wird deutlich, dass der statische Druck fällt, wobei die Geschwindigkeit etwas steigt. Der Druckverlust bei fortschreitendem Förderhöhenabfall ist somit eine Mischung aus Dissipation und Beeinflussung der Geschwindigkeitsdreiecke durch die Kavitation, wobei der dissipative Anteil bei weitem überwiegt. Ein Einfluss der Gehäusewand (siehe Abbildung 5.23) wird hierbei ebenso vorhanden sein. Der Abstand der Zylindersonde zum Gehäuse beträgt 28mm.

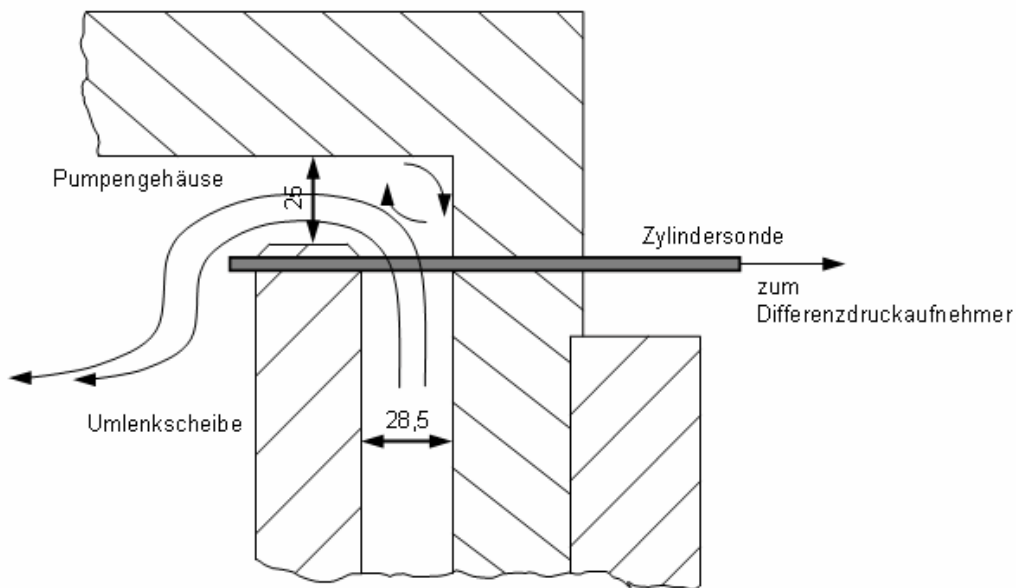


Abbildung 5.23 Lage der Zylindersonde im Kreisringgehäuse

Die Messungen werden sehr stark, wie bereits erwähnt, von der nahen Gehäusewand beeinflusst. In Abbildung 5.23 ist die Lage der Zylindersonde im Kreisringgehäuse dargestellt. Es ist vorstellbar, dass sich in der Gehäuseecke ein zirkulierendes Ablösegebiet einstellt, dessen Größe und Lage vom Betriebspunkt abhängt. In Abbildung 5.23 ist die Strömungsführung schematisch angedeutet. Die Ergebnisse zeigen deutlich, dass der Hauptvolumenstrom im Bereich der Deckscheibe das Gehäuse durchströmt. An der Tragscheibe ist der Durchsatz gering bis negativ. Bei 3% Förderhöhenabfall wird dieser Effekt verstärkt, wobei er bei 8% Förderhöhenabfall nochmals zunimmt. Bei Teillast ergeben sich ca. 20% der Diffusorbreite (auf der Tragscheibenseite) die mit negativer Geschwindigkeit beaufschlagt sind, im Nennpunkt und bei Überlast steigt der Wert auf ca. 25%.

In Abbildung 5.24 ist der Abströmwinkel α und die Absolutgeschwindigkeit c für den Nennvolumenstrom $q=1,0$ über der dimensionslosen Gehäusebreite x/b aufgetragen.

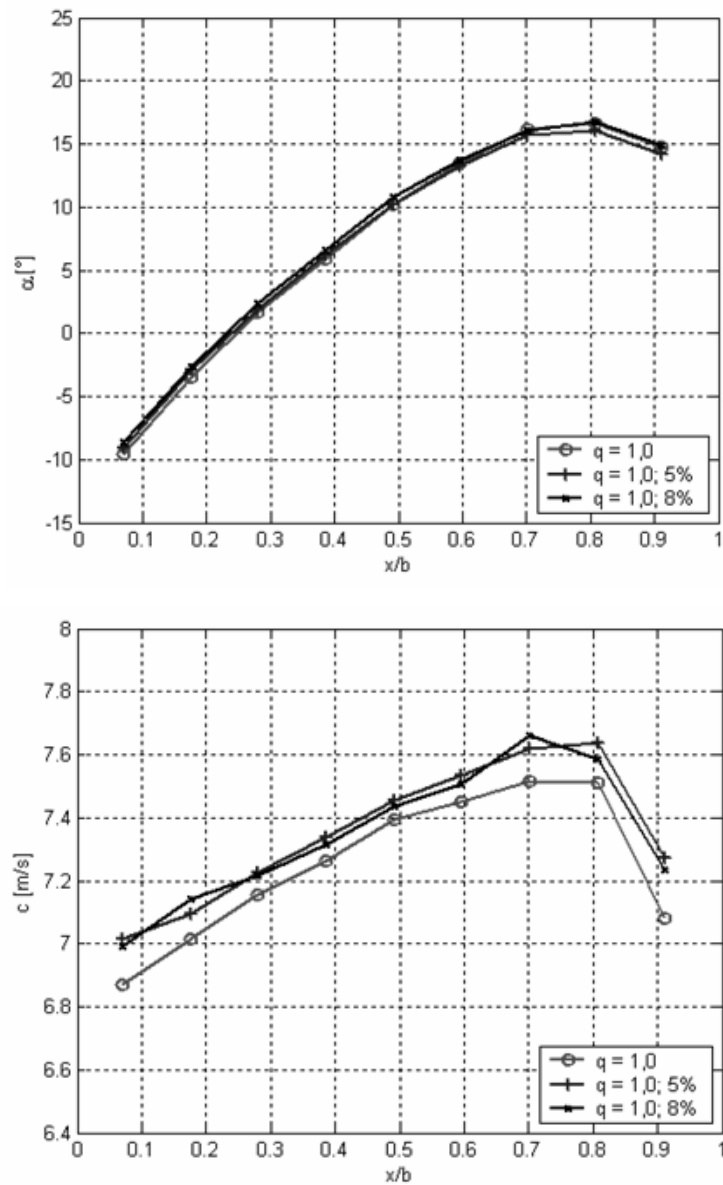


Abbildung 5.24 Abströmwinkel α und Absolutgeschwindigkeit c im Kreisringgehäuse

In den Diagrammen links (Position 0) befindet sich die Tragscheibe, rechts (Position 1) die Deckscheibe. Die erläuterten Effekte bezüglich der Strömungsgeschwindigkeiten und Abströmwinkel werden hier beispielhaft verdeutlicht.

6. Numerische Simulation am Strömungsprofil

Zur Überprüfung der Brauchbarkeit handelsüblicher numerischer Codes zur Berechnung kavitierender Strömungen, wie auch zur Überprüfung der Plausibilität der Messergebnisse, wurden Berechnungen mit Fluent in der Version 6.1.18 durchgeführt. Die numerischen Berechnungen führte mein Kollege Dipl.-Ing. Matevz Dular am Fachgebiet Turbomaschinen und Fluidantriebstechnik durch. Es handelt sich dabei um einen strukturierten, dreidimensionalen Code, der zeitabhängig Reynolds gemittelte Navier-Stokes-Gleichungen löst. Das numerische Modell besteht aus einem „Finite-Volumen-Modell“, basierend auf einem „SIMPLE“ Algorithmus verbunden mit dem „Volume of Fluid-Modell“ (VoF). Wie nachfolgend beschrieben eignet sich der kommerzielle Code in seiner vom Hersteller gelieferten Form nicht für die numerische Untersuchung kavitierender Strömungen in der industriellen Anwendung, was die Ergebnisse bei der Betrachtung der Strömungszustände am Einzelprofil wie an der Versuchspumpe ergaben.

6.1. Verwendete Gleichungen

Multiphase Modell:

Das modifizierte VoF-Modell wurde zur Beschreibung der 2-Phasenströmung verwendet. Das Modell beruht auf der Annahme, dass sich die Dampf- und die Flüssigkeitsphase vermischen, was bei dem klassischen VoF-Modell nicht möglich ist. Hierzu wurde ein Ansatz benutzt, der die zwei Phasen als homogenes Fluid durch die Kontinuitätsgleichung (Gleichung 6.1) und die Navier-Stokes-Gleichung (Gleichung 6.2) berücksichtigt. Die Erweiterung auf die zweite Phase geschah unter Berücksichtigung der Gleichung für den Dampfanteil (Gleichung 6.3).

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho_m) + \nabla \cdot (\rho_m \vec{v}_m) = 0 \quad \text{Gl. 6.1}$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho_m \vec{v}_m) + \nabla \cdot (\rho_m \vec{v}_m \vec{v}_m) = -\nabla p + \nabla \cdot [\mu_m (\nabla \vec{v}_m + \nabla \vec{v}_m^T)] + \rho_m \vec{g} + \vec{F} \quad \text{Gl. 6.2}$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\alpha_k \rho_k) + \nabla \cdot (\alpha_k \rho_k \vec{v}_m) = \dot{m} \quad \text{Gl. 6.3}$$

Turbulenzmodell:

Das RNG k-ε Turbulenzmodell wurde zur Lösung der Transportgleichung der turbulenten kinetischen Energie und deren Dissipationsrate verwendet. Zur Verbesserung der Simulation wurde eine eigene Modifikation der turbulenten Viskosität vorgenommen. In Regionen mit hohem Dampfgehalt und somit kleinerer Dichte des Zweiphasengemisches fand eine Modifikation des RNG k-ε Turbulenzmodells durch Reduktion der turbulenten Viskosität des Zweiphasengemisches statt (Gleichung 6.4, Gleichung 6.5 und Abbildung 6.1).

$$\mu_t = f(\rho) \cdot C_\mu \cdot \frac{k^2}{\varepsilon} \quad \text{Gl. 6.4}$$

$$f(\rho) = \rho_v + \frac{(\rho_m - \rho_v)^n}{(\rho_l - \rho_v)^{n-1}} \quad \text{where } n \gg 1 \quad \text{Gl. 6.5}$$

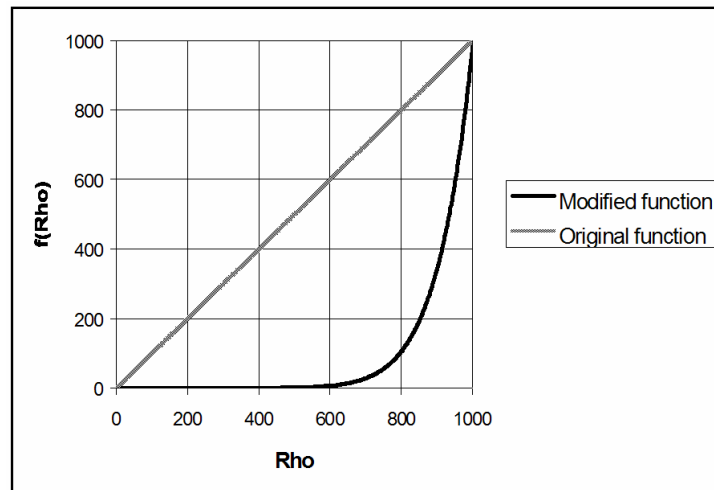


Abbildung 6.1 Modifizierung der turbulenten Viskosität

Diese Modifikation limitiert die kinetische Energie und erlaubt infolgedessen die Bildung des *re-entrant jet* und die Bildung von Dampfvolken. Ohne die Erweiterung des numerischen Modells ergibt sich keine realistische Lösung.

Das Kavitationsmodell: Der Dampfanteil ist durch die Gleichung 6.6 gegeben.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho_m f) + \nabla \cdot (\rho_m \vec{v}_m f) = R_e - R_c \quad \text{Gl. 6.6}$$

Die Quellterme R_e und R_c definieren die Dampfgenerierung und die Dampfkondensation. Die Quellterme sind Funktionen der lokalen Strömungszustände (statischer Druck; Geschwindigkeit) und der Eigenschaften des Fluids, wie Dichte der flüssigen Phase und Dichte der Dampfphase, Sättigungsdruck und der Grenzflächenspannung zwischen dampfförmigen und flüssigen Gebieten des Fluids. Die beiden Quellterme sind durch die Gleichungen 6.7 und 6.8 gegeben.

$$R_e = C_e \cdot \frac{\sqrt{k}}{\gamma} \cdot \rho_l \cdot \rho_v \cdot \sqrt{\frac{2}{3} \cdot \frac{(p_v - p)}{\rho_l}} \cdot (1 - f_v - f_g); \quad \text{when } p < p_v \quad \text{Gl. 6.7}$$

$$R_c = C_c \cdot \frac{\sqrt{k}}{\gamma} \cdot \rho_l \cdot \rho_l \cdot \sqrt{\frac{2}{3} \cdot \frac{(p - p_v)}{\rho_l}} \cdot f_v; \quad \text{when } p > p_v \quad \text{Gl. 6.8}$$

Hierbei sind C_e und C_c empirische Konstanten, k ist die lokale kinetische Energie, welche die Geschwindigkeit definiert ($\sqrt{k} \propto v$), γ die Oberflächenspannung, f_v Dampfmassenanteil, f_l Flüssigmassenanteil und f_g Massenanteil nicht kondensierbarer Gase.

6.2. Simulation und Ergebnisse am Strömungsprofil

Für die 2-D-Simulation wurde ein strukturiertes Gitter mit 10740 Knoten verwendet, bei der 3-D-Simulation ein strukturiertes Gitter mit 229950 Knoten.

Folgende Bedingungen wurden bei der Simulation angewandt:

- Randbedingungen: Aufgeprägte Geschwindigkeit am Eintritt und aufgeprägter Druck am Austritt. Am Einzelprofil wird Haftbedingung angenommen, an den Kanalwänden nicht.
- Instationäre Anfangsbedingungen: Zu Beginn der Rechnung wird eine kleine Geschwindigkeit angesetzt, so dass sich keine Kavitation zeigt. Die Geschwindigkeit wird dann sukzessive erhöht, bis der zu untersuchende Betriebspunkt erreicht ist.

Da die Kavitationszahl beim Experiment mit dem statischen Druck stromauf des Einzelprofils gebildet wird, müssen die Strömungsverluste im Kanal bei der numerischen Betrachtung der Kavitationszahl berücksichtigt werden. Der gewünschte Betriebspunkt, bzw. die gewünschte

Kavitationszahl wird bei der numerischen Simulation durch den Abgleich des statischen Drucks bei Experiment und Rechnung unter Berücksichtigung der örtlichen Gegebenheiten erreicht. Das Zweiphasengemisch aus Dampf und Fluid kann schon bei relativ kleinen Strömungsgeschwindigkeiten die Schallgrenze erreichen. Kompressibilitätseffekte wurden jedoch zur Vereinfachung der Rechnung und zur Zeitersparnis nicht berücksichtigt.

6.2.1. Zweidimensionale, instationäre Simulation

Ein instationärer Zustand mit der lokalen Dampfverteilung und dem Geschwindigkeitsfeld, dargestellt durch Geschwindigkeitsvektoren, ist in Abbildung 6.2 zu sehen. Es wird deutlich, dass die numerische Simulation eine gute Übereinstimmung mit dem Experiment liefert. Das Ergebnis der Simulation zeigt einen Wirbel am hinteren Ende einer abschwimmenden Dampfstruktur, mit einem signifikanten *re-entrant jet*, welcher tief in die anhaftende Dampfstruktur reicht.

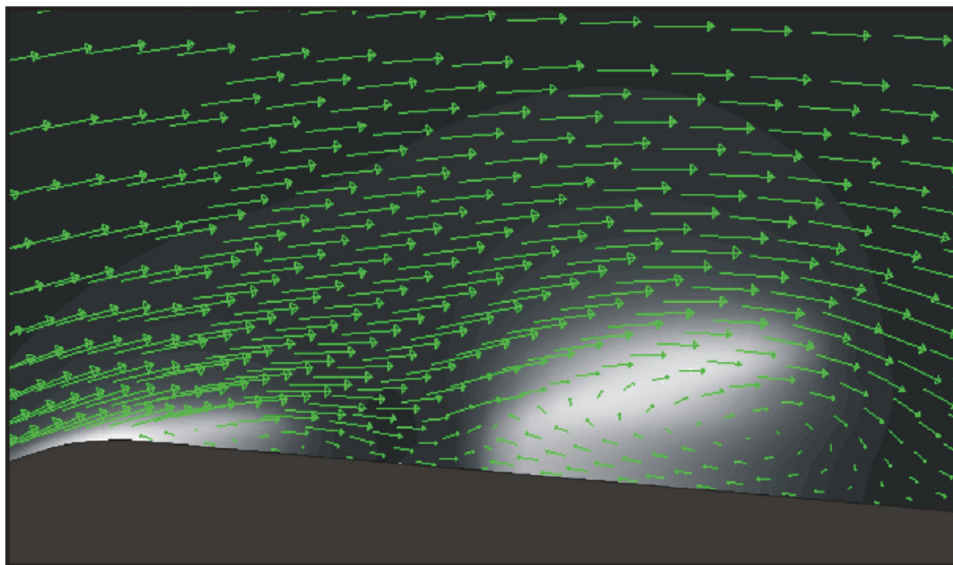


Abbildung 6.2 Wolkengenerierung, *re-entrant jet*, $\beta=0^\circ$, $\alpha=5^\circ$

Abbildung 6.3 zeigt eine Sequenz instationärer Zustände mit verschiedenen Stadien der wolkengenerierenden Kavitation. Auch hier ist eine gute Übereinstimmung mit dem Experiment zu erkennen.

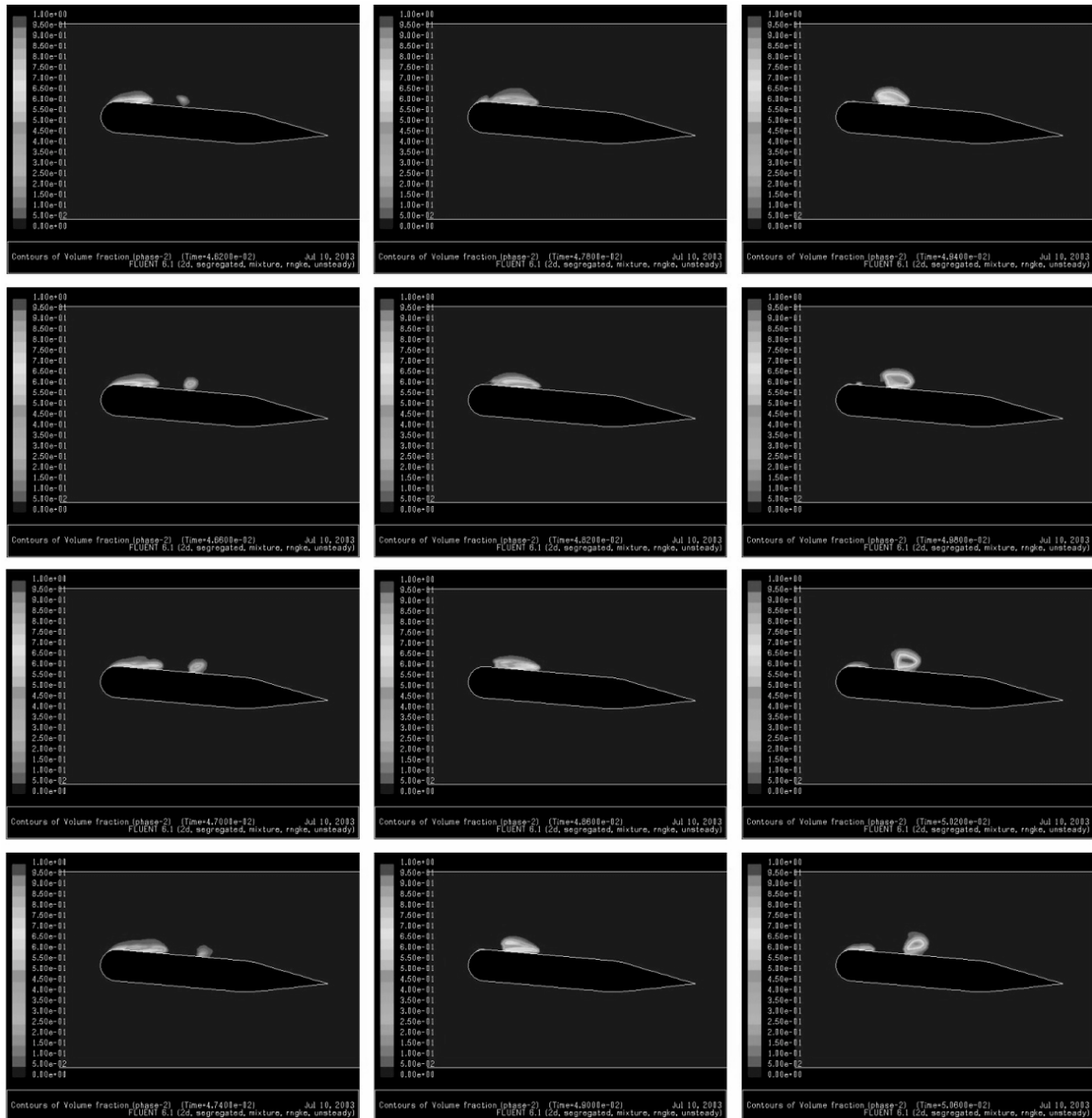


Abbildung 6.3 2-D Sequenzen instationärer Wolkengenerierung $\beta=0^\circ$, $\alpha=5^\circ$

6.2.2. Dreidimensionale, instationäre Simulation

Die dreidimensionale Simulation wurde an einem Einzelprofil mit einem Pfeilwinkel von $\beta=15^\circ$ vorgenommen. Abbildung 6.4 zeigt die Ergebnisse der instationären Rechnung, dargestellt als Isoflächen mit einem Dampfanteil von 10%. Der Zeitschritt zwischen den einzelnen Zuständen beträgt 0,6ms. Auf der in Strömungsrichtung rechten Seite zeigt sich eine anhaftende, wolkengenerierende Kavitation, wobei sich auf der linken Seite eine anhaftende Kavitation ohne Wolkengenerierung ergibt. Die Ergebnisse stimmen auch hier gut mit den Ergebnissen des Experiments überein. Diese Simulation nimmt eine Rechenzeit von ca. 300h in Anspruch und ist für die industrielle Anwendung dadurch ungeeignet.

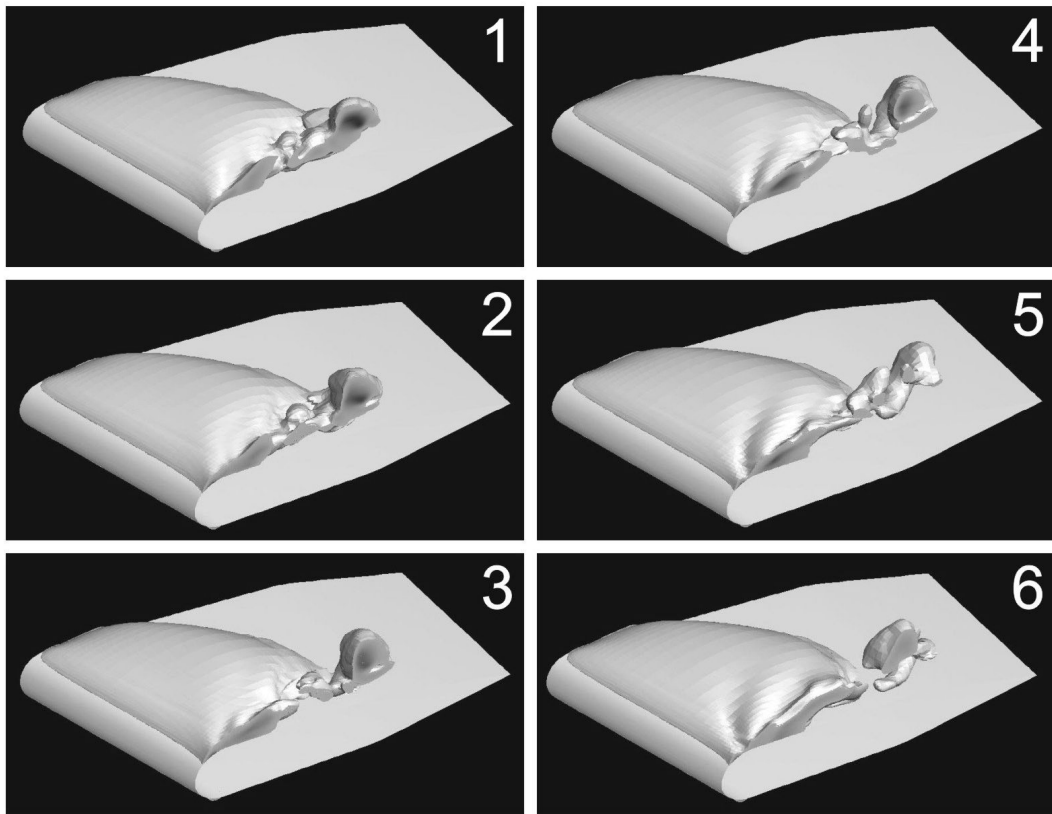


Abbildung 6.4 3-D Sequenzen, instationär, $\beta=15^\circ$, $\alpha=5^\circ$

6.2.3. Stationäre Simulation

Aus Gründen der Zeitersparnis wird oft eine stationäre Simulation angewendet. Im vorliegenden Testfall war es nicht möglich, die Strömungsprobleme mit der stationären Simulation zu lösen. Der verwendete Code bzw. der Solver war sehr instabil, weshalb keine Rechnungen durchgeführt werden konnten. Das Problem zeigte sich bei der Simulation des Einzelprofils wie auch bei der Simulation der Versuchpumpe.

7. Numerische Simulation an der Versuchspumpe

Eine numerische Berechnung mit dem verwendeten Code Fluent Version 6.1.18 war für die Versuchspumpe nicht möglich. Im stationären Fall, wie bereits beschrieben, erwies sich der Solver als sehr instabil, wodurch die Berechnung nicht durchgeführt werden konnte. Bei der instationären Betrachtung der Versuchspumpe stellte sich die benötigte Rechenzeit als Ausschlusskriterium heraus. Die benötigte Rechenzeit wäre um ein vielfaches höher als beim Einzelprofil ausgefallen. Somit war es mit keinem Verfahren (stationär bzw. instationär) möglich die Strömungszustände in Verbindung mit Kavitation mit dem verwendeten Rechencode Fluent zu untersuchen. Es fand jedoch ein weiterer Rechencode Anwendung.

Zur numerischen Untersuchung der Radialpumpe wurde das Navier-Stokes Programm „*NS3D*“ des Lehrstuhls für hydraulische Maschinen und Anlagen (Prof. Dr.-Ing. R. Schilling) der TU-München verwendet, wo die entsprechenden Berechnungen von Herrn Dr.-Ing. Moritz Frobenius durchgeführt wurden. Die Basis bildet ein am Lehrstuhl für hydraulische Maschinen entwickelter Navier-Stokes-Code welcher in der Lage ist stationäre wie instationäre, zeitechte Strömungen inkompressibler Natur sowie kompressible Strömungen im Unterschallbereich zu simulieren.

Das Kavitationsmodell, ursprünglich von Sauer und Schnerr [Sauer 2000] entwickelt, verwendet blasendynamische Zusammenhänge zur Beschreibung von Wachstum und Kollaps der Dampfblasen innerhalb der Blasenwolken und wurde in den Basiscode implementiert.

Der Keimgehalt beeinflusst maßgeblich, wie bereits beschrieben, das Einsetzen und die Entwicklung der Kavitation. Das Kavitationsmodell löst die disperse Struktur der Blasenwolke auf und berechnet die Produktion, d.h. das Blasenwachstum und die Vernichtung, d.h. den Blasenkollaps, sowie die Konvektion der Dampfphase.

Durch die Bereitstellung der Messergebnisse war die Verifizierung des Codes *NS3D* möglich, d.h., die Versuchsergebnisse wurden durch die numerische Berechnung verifiziert und umgekehrt. Diese Vorgehensweise ist im Rahmen der Forschung praktikabel.

In dieser Arbeit sollen lediglich die Ergebnisse diskutiert werden. Für weitergehende Informationen, den Rechencode betreffend, wird auf den Abschlußbericht des AIF-Forschungsvorhabens Nr.13325 bzw. auf [Frobenius, M. 2003] und [Frobenius, M. 2004] verwiesen.

Die numerischen Berechnungen fanden alle für die Konfiguration Kreisringgehäuse und eine radiale Spaltweite am Saugmund von 0,25mm statt. Die Drehzahl wurde bei der numerischen Simulation mit 1750 min^{-1} angenommen, was einem Nennvolumenstrom von $126 \text{ m}^3/\text{h}$ ent-

spricht. Dieser Betriebspunkt entspricht dem Auslegepunkt der Pumpe. Die Experimente fanden bei einer Drehzahl von 2000 min^{-1} statt, wobei die Messergebnisse entsprechend den Affinitätsgesetzen umgerechnet wurden. Die Drehzahlerhöhung musste vorgenommen werden, da ansonsten zum Erreichen des Förderhöhenabfalls sehr niedrige Systemdrücke notwendig gewesen wären, welche durch die am Prüfstand vorhandene Vakuumpumpe nur mit großem Zeitaufwand hätten realisiert werden können. Bei der Simulation der Abreißkurven wurde von einem Ausgangspunkt mit entsprechend hohem Druckniveau ausgegangen, so dass der minimale Druck im Strömungsfeld über dem Dampfdruck liegt. Das Druckniveau wird dann sukzessive über die Druckrandbedingung am Ausströmrand gesenkt. Es bilden sich Dampfblasen in den Gebieten in denen der statische Druck den Dampfdruck unterschreitet. Die Schrittweite der Druckabsenkung wird mit fallendem Druck reduziert, so dass bei Erreichen des Dampfdrucks sehr kleine Schritte stattfinden. Nach jeder Simulation wird das Ergebnis gespeichert und ausgewertet. Für jedes Druckniveau wird die Förderhöhe H und der $NPSH$ -Wert am Eintritt des Strömungsfeldes bestimmt. Hierbei wird H wie folgt berechnet:

$$H = \frac{p_A - p_E}{\rho \cdot g} \quad \text{Gl. 7.1}$$

Hierbei sind p_A und p_E die statischen Drücke am Pumpenaustritt bzw. am Pumpeneintritt. Die Simulationen zeigen eine sehr gute Übereinstimmung mit den experimentellen Ergebnissen. In der nachfolgenden Abbildung 7.1 ist zunächst das Ergebnis der Simulation der Pumpenkennlinie im Vergleich mit den gemessenen Kennlinien zu sehen. Die Messungen wurden an der Versuchspumpe mit Kreisringgehäuse sowie von der Fa. Allweiler an einer Originalausführung mit Spiralgehäuse durchgeführt.

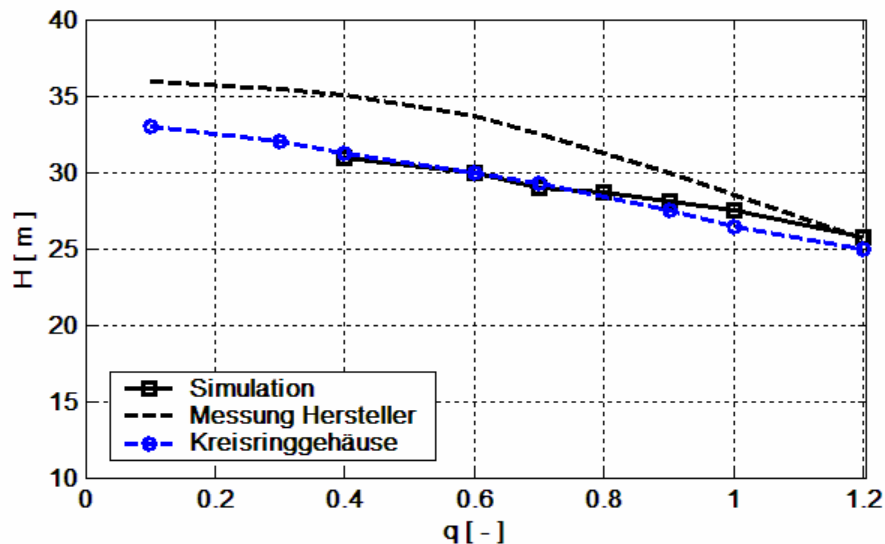


Abbildung 7.1 Pumpenkennlinie; gemessen in Original-, Kreisringgehäuse sowie Simulation

Die Kennlinie der Originalausführung liegt erwartungsgemäß höher, da hier die Strömungsverhältnisse bzw. die Laufradabströmung weitaus weniger verlustbehaftet ist und außerdem hier die dynamischen Anteile mit berücksichtigt sind. Die Förderhöhe wurde für die beiden anderen Kennlinien in Abbildung 7.1 lediglich aus der statischen Druckdifferenz von Druckseite zu Saugseite gebildet.

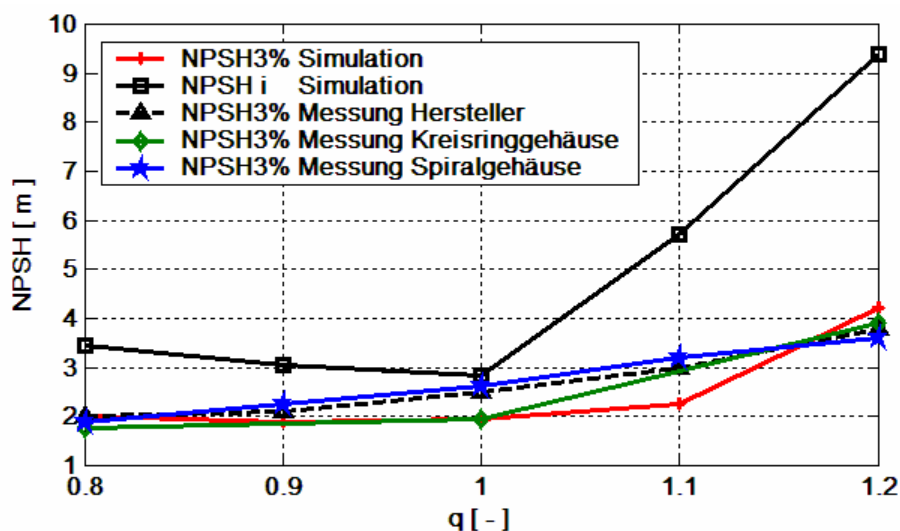


Abbildung 7.2 Vergleich berechneter und gemessener NPSH-Werte

In Abbildung 7.2 sind die NPSH-Werte der Simulation sowie der Messungen über dem Fördergrad q aufgetragen. Auch hier ist zum Vergleich die $NPSH_{3\%}$ Kurve der Fa. Allweiler in der Originalausführung der Pumpe aufgeführt. Die $NPSH_{3\%}$ Kurven der Messung sowie der numerischen Simulation zeigen eine sehr gute Übereinstimmung. Weiterhin ist in Abbildung

7.2 der *NPSH* Verlauf für beginnende Kavitation (NPSH-IC Simulation) bei der Simulation aufgetragen.

8. Zusammenfassung und Ausblick

In Strömungsmaschinen, wie auch an Schiffspropellern und in strömungsführenden Armaturen, ist häufig ein bestimmtes Maß an Kavitation zugelassen. Hierbei tritt oftmals die wolken-generierende Kavitation in Erscheinung. Diese Form ist durch die erosive Aggressivität und die mechanische Einwirkung von kollabierenden Dampfstrukturen und den damit verbundenen Druckimpulsen gekennzeichnet.

Durch die strömungsgünstige Gestaltung der Strömungsführung sind z.B. die Laufradschau-feln von Strömungsmaschinen in ihrer Geometrie dreidimensional. Hierdurch stellt sich auch ein dreidimensionales Kavitationsgebiet ein. In dieser Arbeit konnten die dreidimensionalen Effekte, die in der Regel instationär auftreten, näher beleuchtet werden. So wurde der Nachweis erbracht, dass die dreidimensionale Form der Kavitation einen anderen Charakter besitzt und ein anderes Verhalten zeigt, als dies bei Kavitationserscheinungen an zweidimensionalen Geometrien der Fall ist. Auch der Dampfgehalt der Kavitationszone ist in großem Maß von der Vorderkanten-geometrie der Strömungsprofile abhängig und zeigt davon abhängig große Unterschiede. Die Untersuchungen an Einzelprofilen mit dreidimensionaler Geometrie zeigen, dass die Ursache für die Entwicklung einer dreidimensionalen Kavitationszone nicht mit den bisher angenommenen Sekundärgeschwindigkeiten quer zur Hauptströmungsrichtung erklärt werden kann. Die Ursache für die dreidimensionale Verteilung liegt bei Druckgradienten, welche sich durch die Vorderkante der Strömungsprofile einstellen, wobei hier die die Strömung begrenzenden Wände ebenso großen Einfluss haben. Eine Affinität zu konventionellen Ablöseblasen, wie sie aus der Aerodynamik bekannt sind, ist nahe liegend. Ebenso besteht eine Abhängigkeit zum Grenzschichtverhalten. Diese Erkenntnis wird durch Druckmessungen direkt auf der Strömungsprofilaußenseite und die daraus gewonnenen c_p -Verläufe bestätigt.

Die Verwendung eines speziellen, neuartigen Messverfahrens, der Particle-Image-Velocimetry in Verbindung mit der Laser-Induced-Fluorescence, ermöglichte bei den Untersuchungen die Erfassung der Geschwindigkeiten innerhalb und außerhalb der Kavitationszone in Form eines Ganzfeldmessverfahrens, was bisher nicht möglich war. Hierdurch konnte auch erstmals der für die Wolkenablösung verantwortliche *re-entrant jet*, eine Rückströmung an der Strömungsprofiloberfläche entgegen der Hauptströmungsrichtung, quantitativ wie auch qualitativ erfasst und beurteilt werden.

Der Einsatz von transparenten PMMA-Strömungsprofilen erlaubte die Detektion der Kavitation auch direkt auf der Strömungsprofiloberfläche. Hierdurch konnte der *re-entrant jet* er-

fasst werden und eine qualitative Beurteilung der Dampfverteilung in der Kavitationszone stattfinden.

Der Einsatz einer Hochgeschwindigkeitskamera erlaubte die präzise Beurteilung des Fortschritts bei der Wolkengenerierung auf den Strömungsprofilen und zeigte, dass im Gegensatz zu zweidimensionalen Strömungsprofilen die auftretenden Frequenzen keine ausgeprägte Stabilität besitzen. D.h., die wolkengenerierende Frequenz schwankt sehr stark und war durch eine dynamische Druckmessung bzw. durch die Messung mit Hilfe von Körperschallsensoren und anschließender FFT nicht zuverlässig zu bestimmen. Das Ergebnis der Frequenzbestimmung durch die Hochgeschwindigkeitsaufnahmen und eine Mittelwertbildung zeigte die Bestätigung des Strouhal-Gesetzes bei den untersuchten Geometrien und Strömungsbedingungen. Im Rahmen dieser Arbeit wurde der Einfluss des Gasgehaltes, respektive des Keimgehaltes des Versuchswassers, durch den Einsatz eines speziellen Keimgenerators auf den Kavitationsbeginn nachgewiesen. Ein gesättigtes Versuchswasser bzw. die entsprechende Anzahl von Kavitationskeimen setzt die Zugfestigkeit stark herab bzw. lässt sie komplett verschwinden.

Der Einsatz einer Radialpumpe ($n_s=26$), welche im Rahmen dieser Arbeit konstruiert wurde, ermöglichte die Untersuchung der dreidimensionalen Kavitationszustände auf das Betriebsverhalten einer Pumpe. Hierzu wurden das Pumpengehäuse partiell, der Saugseitenbereich der Pumpe sowie die Deckscheibe des Laufrades aus einem transparenten Werkstoff gefertigt.

Die Untersuchungen zeigten, dass trotz einer Änderung des Betriebspunktes die auftretende Kavitationserscheinung immer die gleiche Struktur und das gleiche Erscheinungsbild sowie die gleiche örtliche Lage im radialen Bereich des Laufrades besitzen, wenn sie zum Förderhöhenabfall führen. Auftretende Spaltkavitation und Vorderkantenkavitation beeinträchtigen dagegen das Förderverhalten offenbar nicht. Ebenso konnte der Einfluss der Kavitation auf das Abströmverhalten, respektive auf die Geschwindigkeit c und den Abströmwinkel α , in bestimmten Grenzen untersucht und diskutiert werden. Die Variation der Pumpengehäusegeometrie ermöglichte den Vergleich der Auswirkungen auf das Betriebsverhalten wie auch auf das Kavitationsverhalten der Pumpe. Durch den Einsatz des PIV-Systems war die zeitlich instationäre wie auch stationäre Erfassung der Kavitation am Sporn des Spiralgehäuses möglich. Damit konnten die Kavitationszustände an den Einzelprofilen mit denen am Sporn verglichen werden.

Durch die vorliegende Arbeit wurden die bisher angenommenen Abläufe bei der wolkengenerierenden Kavitation durch Messungen bestätigt. Die Ergebnisse können sehr gut für die Verifizierung numerischer Codes dienen, die bislang nicht in der Lage waren Strömungsprobleme in Verbindung mit Kavitation sicher zu lösen. Die Ergebnisse wurden mit numerisch erhalte-

nen Ergebnissen verglichen, wobei die Übereinstimmung außerordentlich gut war. Für die Berechnung der Strömungszustände an den Strömungsprofilen diente das Programm Fluent in der Version 6.1.18. Zur numerischen Untersuchung der Radialpumpe wurde das Navier-Stokes Programm NS3D des Lehrstuhls für hydraulische Maschinen und Anlagen (Prof. Dr.-Ing. R. Schilling) der TU-München verwendet. Die Berechnungen für die Versuchspumpe wurden von Herrn Dr.-Ing. Moritz Frobenius durchgeführt.

Bei beiden Simulationen, d.h. zu den Strömungsprofilen wie auch zur Versuchspumpe konnten sehr gute Übereinstimmungen mit den Ergebnissen der Experimente erzielt werden. Hierzu mussten die verwendeten Rechencodes jedoch modifiziert werden. Im Fall von Fluent 6.1.18 war eine Berechnung ohne Modifikation nicht möglich. Die Versuchspumpe konnte mit diesem Code nicht berechnet werden, da die Rechenzeit eine akzeptable Dauer bei weitem überschritt. Im Fall des *NS3D* Rechencodes konnten die Messergebnisse dazu beitragen das Rechenprogramm zu verifizieren.

Die Weiterführung dieser Arbeit in Bezug auf die Übertragbarkeit der Ergebnisse auf andere Flüssigkeiten als Wasser, bzw. der sich dadurch ergebende Einfluss von thermodynamischen Effekten, wird in Zukunft dazu beitragen die Kavitationserscheinung besser zu verstehen.

Die Messung des realen Dampfgehaltes in einer Kavitationszone war bisher nur durch lokale Messungen möglich, wie z.B. in [Stutz-1997b] und [Stutz-2003b] beschrieben. Durch eine Ganzfeldmessmethode für den Dampfanteil würde das Verständnis für die Ausbildung von Kavitationsgebieten und die Möglichkeiten bei der numerischen Behandlung entscheidende Fortschritte erhalten. Die Annahmen, die bei der numerischen Betrachtung von Dampfanteilen bzw. Dampfverteilungen in Kavitationsgebieten getroffen werden, entsprechen reinem Modellcharakter und haben mit der realen Physik wenig gemeinsam.